

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et la Recherche Scientifique
Université Aboubekr Belkaid-Tlemcen
Faculté de Technologie



Département de Génie Mécanique

Mémoire de fin d'études

Pour l'obtention du diplôme de Master en Génie Mécanique

Option : Energétique

Theme :

Calcul des pertes de charge totales du réseau de pompage d'eau potable de la station de dessalement de Honaine -Tlemcen-

Présenté par : MAKOUICHE Abdelkarim

Soutenu le 30/11/2020, devant le jury composé de :

Président : BENRAMDANE Mohammed MCA Université Tlemcen

Encadrant : SEBBANE Omar MCA Université Tlemcen

Examineur : ALIANE Abdennour MCA Université Tlemcen

Année universitaire : 2019/2020

Remerciements

Je remercie tout d'abord notre Dieu qui nous a donné la force et la puissance pour terminer ce modeste travail.

J'adresse également mes sincères remerciements à mes parents qui m'ont regardé et fatigué, m'ont guidé et m'ont suivi dans chaque petit et chaque grand.

Tout d'abord, je tiens à remercier mon encadrant, SEBBANE Omar, pour ses efforts, ses conseils et son soutien ainsi que Mr BENRAMDANE Mohamed pour avoir accepté de présider ma soutenance et Mr ALIANE Abdennour pour avoir accepté d'examiner mon travail,

Ainsi que tous mes ami(e)s et ma famille.

MAKOUCHE Abdelkarim

Dédicaces

Je dédie ce modeste travail qui représente des longues années d'études, et que j'espère qu'il soit à la hauteur de mes efforts, à toute ma famille :

D'abord mon cher père et ma tendre mère qui ont toujours signé présents à chaque instant de ma vie, aussi à mes sœurs et frères.

Je dédie aussi ce projet à tous ceux qui me sont très chers et qui m'ont apporté une aide précieuse que je ne serais jamais oubliés.

Mr MAKOUCHE Abdelkarim

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ

Sommaire

Introduction Générale	1
CHAPITRE I :	3
Historique de la Station de Pompage de Dessalement d'Eau de Mer de Honaïne	3
Introduction :	3
I.1 Eau en Algérie	3
I.2 Dessalement en Algérie :	4
I.3 Pour notre étude on choisira la station de dessalement de Honaïne.	5
Introduction :	5
I.1.1 Description de société :	5
1-GEIDA :	5
2-TEDAGUA :	5
3-COBRA :	5
4-Algerian Energy Company SPA (AEC):.....	6
I.1.2 Situation géographique :	6
I.1.3 Processus du dessalement appliqué dans la station du dessalement de Honaïne :	8
I.1.4 Captage de l'eau de mer :	8
I.1.5 Prétraitements :	11
I.1.6 Prétraitement chimique :	11
5-Traitement par l'hypochlorite de sodium :	11
6-Traitement par le chlorure ferrique :	11
I.1.7 Prétraitement physique :	12
1-Filtration à sable et anthracite :	12
I.1.8 Injection du méta bisulfite de sodium ($\text{Na}_2\text{O}_5\text{S}_2$) :	13
I.1.9 Injection d'inhibiteur anti-scalant :	14
I.1.10 Injection d'hydroxyde de sodium :	14
I.1.11 Injection de dioxyde de Carbone CO_2 :	14
I.1.12 Filtre à cartouche :	14
A)-Réservoir d'eau filtrée :	15
B)-Pompage intermédiaire :	15

I.1.13	Etape osmose inverse :	16
I.1.14	Un châssis à membrane :	16
I.1.15	Pompe à haute pression :	16
1.	Pression Osmotique.....	17
I.1.16	Système d'échange de pression.....	18
I.1.17	Pompage de recirculation ou booster :	18
I.1.18	Réservoir d'eau traitée :	20
I.4	Stockage et distribution de l'eau produite :	21
Conclusion :		22
CHAPITRE II.....		23
Rappels de Cours Sur les Réseaux de Conduites et Sur les Pompes Centrifuges		23
Introduction :		23
II.1	Généralités	23
II.1.1	Définition :	23
II.1.2	Fluide incompressible :	24
II.1.3	Ecoulement permanent :	24
II.1.4	Ligne de courant, tube de courant :	24
II.2	Principales propriétés :	25
II.1.5	La compressibilité :	25
II.1.6	Notion de Pression :	25
II.1.7	La masse volumique :	25
II.1.8	Densité :	25
II.1.9	Viscosité :	26
	C)-Viscosité Cinématique :	26
	D)-Viscosité Dynamique :	26
	E)-Influence de Température :	26
II.1.10	Rugosité :	27
II.1.11	Le débit :	27
	A)-Le débit volumique :	28

B)-Le débit massique :	28
C)-La relation entre le débit volumique et massique :	28
II.1.13 Conservation de masse, de débit et d'énergie :	29
A)-Conservation de la masse :	29
D)-Conservation de débit :	30
Section A : Dynamiques des Fluides Incompressibles Parfaits	43
Dynamique Des Fluides Incompressibles parfaits	31
II.1 Conservation de l'énergie	31
II.1.1 Théorème de Bernoulli :	32
II.1.2 Formes pratiques du Théorème de Bernoulli :	32
II.1.3 Application du théorème de Bernoulli :	33
1-Calcul de Vitesse de vidange théorique de réservoir :	33
2-Calcul de débit réel :	34
3-Calcul de temps de vidange :	35
4-Tube de venturi :	35
II.2Fluide parfait traversant une machine hydraulique :	36
II.1.4 Conservation d'énergie :	36
Section B : Dynamique des Fluides Incompressibles Réels	43
Introduction :	37
II.1Fluide réel :	37
II.2Régimes d'écoulement	37
II.1.1 Nombre de Reynolds	37
1-Régime laminaire :	38
2-Régime transitoire :	38
3-Régime turbulent :	38
II.3Théorème de BERNOULLI pour fluides réels :	39
II.4Perte de charge :	39
II.1.2 Pertes de charges linéaires :	40
II.1.3 La relation entre les Pertes de charge et le régime d'écoulement :	41
4-Régime laminaire :	41
Profile de vitesse :	41
5-Régime turbulent :	41

II.1.4	Coefficient de perte de charge linéaire λ :	42
	6-Coefficient de perte de charge λ en régime laminaire :	42
	7-Coefficient de perte de charge λ en régime turbulent :	43
	B)-Les formules de λ en fonction de nombre de Reynolds Re :	43
	E)-Formules de λ en fonction de Re, D et ϵ :	43
	Formule implicite :	43
	Détermination du coefficient de pertes linéaires :	44
	Diagramme de Moody :	44
	Tableau de corrélations :	45
II.1.5	Pertes de charges singulières :	51
Section C : Pompes Centrifuges et Réseaux de Conduites		43
	Pompes Centrifuge et Réseaux des conduites :	54
	II.5 Pompe :	54
II.2.1	Types des pompes :	54
	1-Pompe volumétrique :	55
	Principe et caractéristiques générales :	55
	2-Pompes volumétriques rotatives :	55
	3-Pompes à palettes :	55
	Avantages et inconvénients des pompes à palettes :	56
	4-Pompes à engrenages :	56
	Avantages et inconvénients de pompes à engrenages :	57
	5-Pompes à rotor hélicoïdal :	57
	6-Pompes péristaltiques	58
	Avantages et inconvénients de pompe péristaltique :	58
	7-Pompe à vis :	58
	8-Avantages et inconvénients pompe à vis :	59
	9-Pompes à piston :	59
	Avantages et inconvénients des pompes à piston :	60
	10-Pompes volumétriques alternatives à membrane :	60
	Avantages et inconvénients des pompes à membrane :	61
	11-Pompes doseuses :	61
	Principales applications sont :	61
II.6	Turbopompes	62

II.3.1	Classification des pompes turbopompe :	62
	Avantages et inconvénients de turbopompe :	63
II.7	Pompes centrifuges :	64
II.4.1	Composants d'une pompe centrifuge :	64
II.8	Evolution du fluide à l'intérieur de la roue :	65
II.9	Equation fondamentale des turbopompes :	67
	Equation d'Euler :	67
	Tableau de comparaison entre les pompes volumétriques et les Pompes centrifuges.	70
II.10	Théorie des pompes centrifuges :	72
	La vitesse de rotation ω [tr/min] :	72
	Débit Q :	72
	Puissance :	72
	Puissance utile :	72
	Puissance absorbée :	72
	Rendement globale de la pompe η_g :	72
	12- η_h : Le rendement hydraulique :	73
	13- η_v : Le rendement volumétrique :	73
	14- η_m : Le rendement mécanique :	73
	Pertes de charge dans la pompe :	74
	15-Pertes intérieures :	74
	16-Pertes extérieures :	74
II.11	Problèmes de fonctionnement de la pompe :	76
	1-Surcharge :	76
	2-Mauvais graissage :	76
	3-Fluide inadapté :	76
	4-Fonctionnement à vide :	77
	5-Mauvais alignement :	77
	6-Fuite :	77
	7-Corps étranger :	77
	8-Cavitation :	77
II.12	Courbes caractéristique de la pompe centrifuge :	78
II.9.1	Courbe hauteur-débit :	78
II.9.2	Courbe Puissance-débit :	79

II.9.3	Courbe Rendement-débit :.....	79
II.9.4	Courbe NPSH-débit :.....	80
II.13	Le couplage des pompes :.....	80
	9-couplage en parallèle :.....	80
	10-couplage en série :.....	80
CHAPITRE III	82
Calcul des pertes de charge pour une station de refoulement Honaïne	82
Introduction :	83
Schéma de la chaîne d'adduction :	83
Description générale de la chaîne d'adduction de Honaïne :	84
Schéma simplifié de la chaîne d'adduction de Honaïne	85
Calcul des pertes de charge totale :	86
Tronçon 1 :	86
III.1	Calcul de la première partie :.....	86
III.1.1	Perte de charge linéaire.....	86
	Calcul de la vitesse moyenne V_1 [m/s] :.....	86
	Déterminons λ_1 :.....	87
	Calculons la rugosité relative ε/D_1 :.....	87
	Méthode Graphique :.....	87
	Méthode Analytique :.....	88
	Les pertes de charge linéaire de tronçon 1 :.....	90
III.1.2	Pertes de charge singulière :.....	90
III.1.3	Calcul des pertes de charges pour le cas réel :.....	92
Tronçon 2	93
III.2	Calcul de deuxième partie :.....	93
III.2.1	Les pertes de charge linéaires pour un conduit sont données par :.....	93
	Méthode Graphique :.....	94
	Méthode Analytique :.....	95
	Les pertes de charge linéaire de tronçon 2 :.....	96
III.2.2	Les pertes de charge singulières, pour une conduite sont données par :.....	96
III.2.3	Calcul des pertes de charges pour le cas réel :.....	98

Tronçon 3	99
III.3 Calcul de la troisième partie :	99
III.2.4 Perte de charge linéaire.....	99
Méthode Graphique :	100
Méthode Analytique :	101
III.2.5 Perte de charge singulière.....	102
III.2.6 Calcul des pertes de charges pour le cas réel :.....	104
Tronçon 4	105
III.4 Calcul de la quatrième partie :	105
III.2.7 Perte de charge linéaire :	105
Calcul de la vitesse moyenne V [m/s] :	105
Déterminons λ_4 :	106
Calculons la rugosité relative ϵ/D_4 :.....	106
Nous utilisons le diagramme de Moody, pour déterminer λ_4 :.....	106
III.2.8 Pertes de charge singulières :	106
Coefficient de Perte de charge d'un coude droit :.....	107
III.2.9 Calcul des pertes de charges pour le cas réel :.....	109
III.5 Tableau récapitulatif des pertes de charge pour les quatre tronçons :.....	109
Conclusion :	110
Conclusion Générale	111
Annexes	113
Programme MATLAB :.....	114
1. Formule implicite :	114
2. Formules Explicites :.....	115
Bibliographie	120

Liste Des Figures :

Figure I-1: Stations de dessalement en Algérie	1
Figure I-1: Distribution de l'eau douce dans le monde	3
Figure I-2: Stations de dessalement en Algérie	4
Figure I-3: Présentation de la station de dessalement de Honaïne [1]	7
Figure I-4: Tami Auto Nettoyage [1]	8
Figure I-5: Photo au niveau de la station de pompage	9
Figure I-6: Diagramme de processus de dessalement d'eau de mer au Niveau de station de Honaïne	10
Figure I-7: Citernes de l'hypochlorite de sodium et chlorure ferrique	11
Figure I-8: Module de filtration à sable et anthracite	12
Figure I-9: Filtre à sable et anthracite	13
Figure I-10: Filtres à cartouches	15
Figure I-11: Pompage intermédiaire	16
Figure I-12: Châssis à membrane	16
Figure I-13: Pompes à haute pression	17
Figure I-14: Phénomène de l'osmose et l'osmose inverse	17
Figure I-15: composante d'échangeur de pression	18
Figure I-16: Système d'échange de pression	18
Figure I-17: Système de pompage haute pression, pompes Booster et récupérateurs d'énergie	19
Figure I-18: Chambres de reminéralisation à l'intérieur	20
Figure I-19: Chambres de reminéralisation	20
Figure I-20: Réservoir de CO_2	21
Figure I-21: Collecteur de distribution	21
Figure II-1 : Lignes de courant	24

Figure II-2: Gradient de vitesse depuis la paroi	26
Figure II-3: Rugosité homogène et hétérogène	27
Figure II-4: Diamètre intérieur et Débit	28
Figure II-5: Equation de continuité [7]	29
Figure II-6: Conservation de débit	30
Figure II-7: profil de vitesse	31
Figure II-8: Formes pratiques du Théorème de Bernoulli	32
Figure II-9: vidange de réservoir [5]	33
Figure II-10: Tube de Venturi	35
Figure II-11: machines hydrauliques	36
Figure II-12 : profile de vitesse en écoulement laminaire	41
Figure II-13 : profil général des vitesses en régime turbulent	42
Figure II-14: Diagramme de Moody	44
Figure II-15: Type des Pompes	54
Figure II-16 : Les types de pompes à palettes	55
Figure II-17: Pompes à engrenage	56
Figure II-18: Pompe hélicoïdale	57
Figure II-19: Pompes péristaltiques	58
Figure II-20: Avantages et inconvénients de Pompes péristaltiques	58
Figure II-21: Pompe à vis (exemple 3 vis)	58
Figure II-22: Pompe à piston	59
Figure II-23: Pompe à membrane	60
Figure II-24: Pompe doseuse	61
Figure II-25: Composants d'une pompe centrifuge	64
Figure II-26: Types de roue	65
Figure II-27: Direction de vitesse dans la pompe	66

Figure II-28: Triangles de vitesse dans la roue	67
Figure II-29: Sortie de la pompe	69
Figure II-31: Choix de pompe	71
Figure II-32: Rendement en fonction de débit	73
Figure II-33: Hauteur manométrique en fonction de débit	75
Figure II-34: NPSH disponible pour la pompe en aspiration et en charge	76
Figure II-35: Problème de cavitation	77
Figure II-36: Problème de cavitation	78
Figure II-37: Courbe de la hauteur en fonction du débit	78
Figure II-38: Courbe de la puissance en fonction de débit	79
Figure II-39: Courbe de rendement en fonction de débit	79
Figure II-40: Courbe de NPSH en fonction de débit	80
Figure II-41: Courbe de deux pompes en parallèles	80
Figure II-42: Courbe de deux pompes en série	81
Figure II-43: Point de fonctionnement	81
Figure III-1: Schéma simplifié de la chaîne d'adduction de Honaïne	85
Figure III-2: schéma simplifié de tronçon 1	86
Figure III-3: Diagramme de Moody cas de Tronçon 1	88
Figure III-4: schéma simplifié de tronçon 2	93
Figure III-5 : Diagramme de Moody cas de Tronçon 2	94
Figure III-6: Schéma simplifié de Tronçon 3	99
Figure III-7: Diagramme de Moody cas de Tronçon 3	100
Figure III-8: Schéma simplifié de Tronçon 4	105

Liste des tableaux :

Tableau II-1: Corrélations implicites et explicites de détermination de coefficient de PCH linéaire	Error! Bookmark not defined.
Tableau II-2. formes de la singularité [8].....	52
Tableau II-3. Coefficient de perte de charge singulière des organes robinetterie [8].....	53
Tableau II-4: Avantages et inconvénients des pompes à palettes	56
Tableau II-5: Avantages et inconvénients des pompes à engrenages.....	57
Tableau II-6: Avantages et inconvénients pompe à vis	59
Tableau II-7: Avantages et inconvénients des pompes à piston :.....	60
Tableau II-8: Avantages et inconvénients des pompes à membrane	61
Tableau II-9: Classification des pompes turbopompes.....	62
Tableau II-10: Tableau de comparaison entre les pompes volumétriques et les pompes centrifuges.....	70
Tableau III-1: Résultat de calcul Analytique pour la détermination de λ_1	88
Tableau III-2: Singularités de tronçon 1	90
Tableau III-4: Résultat de calcul Analytique pour la détermination de λ_2	95
Tableau III-5: Singularités de tronçon 2	97
Tableau III-6: données de tronçon 2	98
Tableau III-7: Résultat de calcul Analytique pour la détermination de λ_3	101
Tableau III-8: Singularités de tronçon 3	103
Tableau III-9: Données de tronçon 3	104
Tableau III-10: Singularités de tronçon 4	108
Tableau III-11: Données de tronçon 4	109

Nomenclature :

Grandeurs	Désignation	Unité SI
C_f	Coefficient de frottement	Grandeur sans unité
C	Coefficient de correction	Grandeur sans unité
C	Couple dont le moteur fournit la puissance absorbée	N.m
D	Densité	Grandeur sans unité
D_h	Diamètre hydraulique	m
E	Epaisseur	m
$E_{\text{mécanique}}$	Energie Mécanique par unité de volume	Pa ou bien j/m^3
$E_{\text{cinétique}}$	Energie cinétique par unité de volume	Pa ou bien j/m^3
$E_{\text{potentiel}}$	Energie potentielle de position par unité de volume	Pa ou bien j/m^3
E_{pression}	Energie potentielle de pression par unité de volume	Pa ou bien j/m^3
F	Force	N
G	Accélération de pesanteur (Gravité)	m/s^2
h_a	Hauteur entre la pompe et réservoir	m
H_g	Hauteur géométrique d'élévation	m
H_{MT}	Hauteur manométrique totale	m
H_{th}	Hauteur théorique	m
J	Perte de charge totale	m ou bien on Pa
J	Perte de charge linéique exprimée en mètre de colonne de fluide par la longueur de conduite	m/m
J	Perte de charge linéique exprimée en pascalle par mètre de conduite	Pa/m
J_L	Perte de charge linéaire	m ou bien on Pa
J_s	Perte de charge singulière	m ou bien Pa
L	Langueur de conduite	m
M	Masse	Kg
N	Vitesse de rotation	Tr/min
$NPSH$	Hauteur d'aspiration nette positive	m
$NPSH_r$	Hauteur d'aspiration nette positive requis	m
$NPSH_{\text{disponible}}$	Hauteur totale disponible à l'aspiration	m
P	Pression	Pa
P_A ou bien P_1	Pression on amont	Pa
P_B ou bien P_2	Pression on Aval	Pa

P_m	Périmètre mouillé	m
P_u	Puissance utile	W
P_a	puissance absorbée	W
Q_m	Débit massique	Kg/s
$Q_{réel}$	Débit réel	m ³ /s
Q_v	Débit volumique	m ³ /s
R	Rayon de conduite	m
Re	Nombre de Reynolds	Grandeur sans unité
S	Surface	m ²
S	Section d'entrée ou bien de sortie	m ²
S_{réel}	Surface réel	m ²
T	temps	s
U	Vitesse d'entraînement liée à la rotation des aubages de la roue	m/s
V	Volume	m ³
V	Vitesse	m/s
V_m	Vitesse moyenne d'écoulement	m/s
V_{max}	Vitesse maximale d'écoulement de fluide	m/s
V_{réel}	Vitesse réel	m/s
V	Vitesse absolue de la particule fluide	m/s
W	Vitesse relative de fluide par rapport à la roue	m/s
Z	Altitude	m
ρ	Masse volumique	Kg/ m ³
$\rho_{réf}$	Masse volumique de l'eau	Kg/ m ³
ν	Viscosité cinématique	m ² /s
μ	Viscosité dynamique	Pa.s
ϖ	Poids volumique	N/m ³
ω	Vitesse angulaire	rad/s
φ_1	Coefficient de vitesse	Grandeur sans unité
φ_2	Coefficient de contraction	Grandeur sans unité
α	Coefficient de débit de l'orifice	Grandeur sans unité
δ	Epaisseur de sous-couche laminaire	m
ΔH	Perte de charge totale exprimée en mètre	m
ΔP	Perte de charge totale exprimée en pascal	Pa
ΔP_L	Perte de charge linéaire	Pa

$\Delta H_{1,2}$	Perte de charge totale entre points 1 et 2 exprimée en mètre	m
$\Delta P_{1,2}$	Perte de charge totale entre points 1 et 2 exprimée en pascalle	Pa
ΔH_L	Perte de charge linéaire	m
ΔH_s	Perte de charge singulière exprimée en mètre	m
ΔP_s	Perte de charge singulière exprimée en pascal	Pa
λ	Coefficient de perte de charge linéaire	Grandeur sans unité
ξ	Coefficient de perte de charge singulière	Grandeur sans unité
η	Rendement de la pompe	Grandeur sans unité
α_a	Angle d'attaque	rad
β	Angle d'entrée	rad

ملخص

من الحلول لتعويض نقص مياه الشرب هي محطات تحلية مياه البحر بتقنيات خاصة. يشهد سوق تحلية المياه زيادة حادة في البلدان التي تعاني من ندرة المياه ، وخاصة في السنوات الأخيرة مع تحسين التقنيات المستخدمة. يمكن تمييز هذه التقنيات إلى عائلتين: التقطير الحراري والتقطير الغشائي. نظراً لمحدودية الموارد المائية الطبيعية وعدم انتظامها ، تطلق الجزائر برنامجاً لتحلية مياه البحر.

هدفت هذه الدراسة في البداية إلى حساب شبكات الأنابيب والمضخات لمحطة الضخ لمياه الشرب المنتجة في محطة تحلية " هونين " (تلمسان) من أجل تحديد انخفاض مجموع الضغط. ستجعل هذه النتائج من الممكن تحديد نقطة التشغيل لكل محطة ضخ لمياه الشرب والتحقق من التدفقات القصوى المضمونة بالفعل. يتكون هذا العمل من ثلاثة فصول: يقدم الأول وصفاً لمحطة تحلية مياه البحر في هونين. يستذكر الفصل الثاني مفاهيم ميكانيكا الموائع ، وأخيراً تم حجز الفصل الثالث لحساب قطرات الضغط الخطية والمفردة.

كلمات الدالة: محطة تحلية مياه البحر ، إمدادات مياه الشرب ، مصادر المياه الطبيعية ، قطرات الضغط الخطية والمفردة ، برنامج Matlab

Abstract

One of the solutions to make up for the lack of drinking water are seawater desalination stations. These make it possible to produce drinking water from seawater using special techniques. The desalination market is experiencing a sharp increase in countries experiencing water scarcity, and particularly in recent years with the improvement of the techniques used. These techniques can be distinguished into two families: thermal and membrane distillation. As natural water resources are limited and irregular, Algeria is launching a seawater desalination program. This study, initially, aimed to make network calculations of pipes and pumps of the pumping station of drinking water produced at the desalination plant of Honaïne (Tlemcen) with the aim of determining total pressure drops. . These results will make it possible to determine the operating point of each drinking water pumping station and to check with the peak flows actually assured. This work is made up of three chapters: the first presents the description of the Honaïne seawater desalination plant. The second chapter recalls the concepts of fluid mechanics and finally the third chapter is reserved for calculations of linear and singular pressure drops.

keywords: seawater desalination plant, drinking water supply, natural water resources, linear and singular pressure drops, Matlab software.

Résumé

Une des solutions pour pallier le manque d'eau potable sont les stations de dessalement d'eau de mer. Celles-ci permettent de produire de l'eau potable à partir de l'eau de mer grâce à des techniques particulières. Le marché du dessalement connaît une forte augmentation, dans les pays en situation de manque d'eau, et particulièrement ces dernières années avec l'amélioration des techniques utilisées. Ces techniques se distinguent en deux familles : la distillation thermique et à membranes. Comme les ressources naturelles d'eau sont limitées et irrégulières, l'Algérie lance un programme de dessalement d'eau de mer.

Cette étude, initialement, avait pour objectif de faire des calculs de réseaux des conduites et des pompes de la station de pompage d'eau potable produit au niveau d'usine de dessalement de

Honaïne (Tlemcen) dans le but de déterminer les pertes de charge totales. Ces résultats permettront, de déterminer le point de fonctionnement, de chaque station de pompage d'eau potable et de vérifier avec les débits de pointe assurés réellement.

Ce travail est composé de trois chapitres : le premier présente la description de la station de dessalement d'eau de mer de Honaïne. Le deuxième chapitre rappelle les notions de mécanique des fluides et enfin le troisième chapitre est réservé aux calculs des pertes de charge linéaires et singulières.

Mots clés : station de dessalement d'eau de mer, alimentation en eau potable, ressources naturelles en eau, pertes de charge linéaires et singulières, logiciel Matlab.

Introduction Générale

Introduction Générale

L'eau est une ressource naturelle vitale pour la survie de l'humanité et de toutes les espèces vivantes.

La disponibilité de l'eau potable permet de prendre en charge les problèmes majeurs dans le monde. Par conséquent, l'humanité développe des solutions connues comme le dessalement d'eau de mer.

Plusieurs méthodes physiques permettent l'obtention de l'eau douce à partir l'eau de mer. Celles qui ont eu un grand succès à nos jours sont la distillation et l'osmose inverse. Ces deux techniques sont implémentées à l'échelle industrielle pour des grandes capacités de production et ont connu des développements technologiques considérables afin de les rendre plus compétitifs. Les autres techniques telles que la congélation, l'humidification sont en cours de développement.



Figure I-1: Stations de dessalement en Algérie

Devant l'augmentation rapide des besoins en due l'accroissant démographique et le développement industriel, l'Algérie lance un programme nationale de dessalement d'eau de mer au zone côtière dans le but d'alimenter tout le pays par l'eau dessalée.

Parmi les plusieurs stations de dessalement (figure 1), nous nous sommes intéressés plus particulièrement à la station de dessalement de Honaine. Cette station utilise le procédé d'osmose inverse. Elle peut produire 200000 m³/jour pour alimenter vingt-trois communes de la wilaya de Tlemcen ainsi quelques agglomérations urbaines du Grand Tlemcen. L'exploitation de ces ressources nécessite aujourd'hui des installations de grande taille, pour l'extraction, la transformation et le transfert des eaux de différents points, dans les

Introduction Générale

installations industrielles. L'élément le plus intéressant est les réseaux de conduites et des pompes.

Notre travail se compose de plusieurs parties :

Le premier chapitre a pour but de décrire et d'expliquer le principe de fonctionnement de la station de dessalement d'eau de mer de Honaïne.

Dans le deuxième chapitre nous avons rappelé les connaissances théoriques sur les pompes et les conduites qui composent une station de pompage.

Le troisième chapitre est réservé aux calculs de la station de pompage de dessalement d'eau de mer de Honaïne. Il s'agit des calculs de pertes de charge totales des conduites de quatre tronçons d'alimentation.

CHAPITRE I :
Historique de la Station de Pompage
de Dessalement d'Eau de Mer de
Honaine

Introduction :

L'eau douce ne représente que 2,5 % du volume total d'eau sur la planète avec une distribution inégalée. Certaines régions possèdent une capacité énorme d'eau douce, c'est le cas par exemple du Canada, du Chili, de la Nouvelle-Zélande ou de la Norvège où les disponibilités en eau dépassent les 50 000 m³ par personne et par an. D'autres, au contraire, souffrent de pénuries, chaque année, plus graves ; c'est le cas des pays du Maghreb, du Golfe ou de l'Asie Centrale où les disponibilités en eau sont inférieures à 1 000 m³ par personne et par an. Ces régions sont en voie de développement, et sont d'autant plus exposées que la croissance de la population créée est rapide. [10]

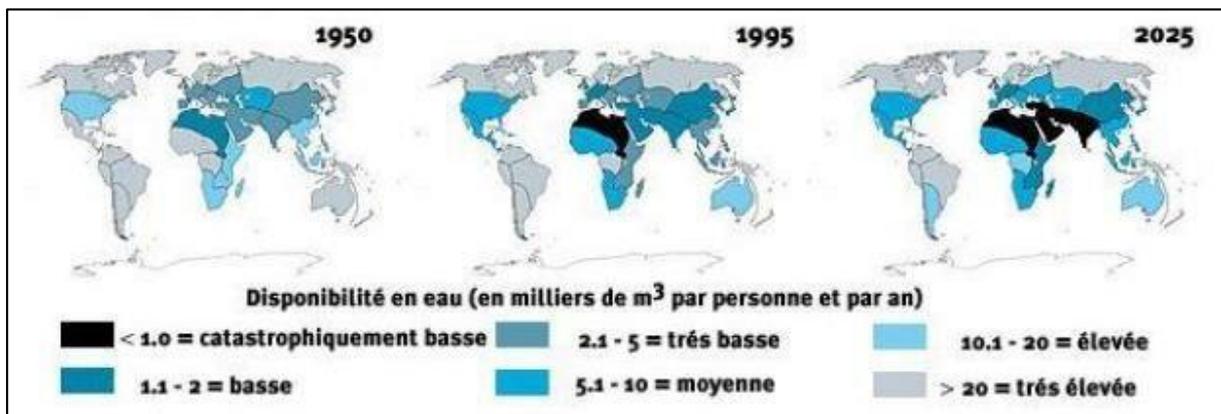


Figure I-2: Distribution de l'eau douce dans le monde

Dans cette figure on remarque que l'Algérie représente le secteur le plus soif dans le monde. Il faut trouver des solutions pour éviter ce scénario.

I.1 Eau en Algérie

L'Algérie dispose de ressources naturelles limitées, irrégulières et très inégalement réparties. A l'exception des eaux souterraines du Sahara, l'eau potable est principalement située dans le Nord du pays. 90 % de la totalité des écoulements superficiels se trouvent sur la région littorale et les 10 % restant se partagent entre les

Hauts Plateaux et les bassins sahariens. La demande globale en eau a considérablement et rapidement croissante grâce à l'augmentation de la population. La part que prend l'alimentation en eau potable s'est considérablement accrue en volume et en proportion. De 16 % de la consommation globale en 1975, elle est passée à 35 % actuellement.

L'alimentation en eau potable a acquis une nette priorité par rapport aux autres utilisations, priorité qui a été consacrée dans la législation algérienne relative à l'eau. La nécessité de dessaler l'eau de mer se fait de plus en plus pressante. L'Algérie est lancée depuis peu, mais de façon intense, dans le dessalement de l'eau de mer. Cette solution s'est imposée afin de faire face à ces besoins. [1]

I.2 Dessalement en Algérie :

L'Algérie engage un important programme d'investissement pour le dessalement d'eau de mer dans le but de protéger la demande domestique d'eau potable de population algérienne et les villes côtières. D'autre part, l'utilisation de nouvelle technologie qui permet d'obtenir l'eau potable de qualité et les coûts de production maîtrisés.

L'Algérie a mis, à ce jour en service, 14 stations de dessalement d'eau de mer de capacité $2,4 \times 10^6 \text{ m}^3$ produit par jours d'eau potable. [1]

Les Station de Dessalement en Algerie				
Projet s	Capacité (M3)	CAPEX MUSD	Mise en service	Partenaires
Kahrama	96 000	400	Depuis 2006	Black & Veatch "Afrique du Sud" : 05%
Hamma	200 000	258	Depuis 2008	GE Ionics "Etats-Unis" : 70%
Skikda	100 000	136	Depuis 2009	Geida (Befesa/Sadyt) "Espagne" : 51%
Beni Saf	200 000	240	Depuis 2010	Cobra/Espagne" : 51%
Souk Tlata	200 000	251	Depuis 2011	TDIC (Hyflux/Malakoff) "Singapour" : 51%
Fouka	120 000	180	Depuis 2011	AWI (Snc Lavalin/Acciona) : 51%
Mostaganem	200 000	227	Depuis 2011	Inima / Aqualia "Espagne" : 51%
Honaïne	200 000	291	Depuis 2011	Geida (Befesa/Sadyt "Espagne" : 51%
Cap Djinet	100 000	138	Depuis 2012	Inima / Aqualia "Espagne" : 51%
Magtaa	500 000	492	4eme Trimestre 2013	Hyflux "Singapour" : 47%, ADE "10%
Ténès	200 000	231	3eme trimetre 2014	Befesa "Espagne" : 51%
Oued Sebt	100 000	En cours de développement		
El Tarf	100 000			
Bejaia	100000			

Figure I-3: Stations de dessalement en Algérie

La station de dessalement de Kahrama à Arzew le seul usine qui produit l'eau potable à partir du procédé MSF « distillation multi flache » avec 4,71%de production générale. Les autres stations utilisent le procédé de l'osmose inverse. [1]

I.3 Pour notre étude on choisira la station de dessalement de Honaïne.

Introduction :

Au Nord-Ouest Algérien, la Wilaya de Tlemcen a fait l'objet de l'installation d'une station de dessalement d'eau de mer, dans la région de Honaïne. Sa capacité de production est de 200.000m³/j, assurant l'approvisionnement en eau potable de 23 communes ainsi que les agglomérations urbaines du Grand-Tlemcen (Tlemcen, Mansourah et Chetouane), soit une population d'environ 555.000 habitants. La station de dessalement de l'eau mer de Honaïne est la deuxième station de dessalement dont dispose la wilaya après celle de Souk Tleta, entamée en 2006 par le groupement espagnol GEIDA. Elle a été opérationnelle en 2011, avec un montant d'investissement de 250millions de dollars. Cette importante station est gérée par des actionnaires qui sont Algerian Energy compagny (AEC) à hauteur de 49 % et Geida (Espagne) à hauteur de 51 %. Les eaux produites sont, ensuite, transférées à l'algérienne des eaux (ADE)

I.1.1 Description de société :

1- GEIDA :

Est un groupement d'investisseurs dans les projets de construction et d'exploitation d'usines de dessalement d'eau de mer en Algérie. Elle est composée à part égale par deux sociétés TEDAGUA et COBRA. [1]



2- TEDAGUA :

Est née au 1983 à Las Palmas (Îles Canaries). Elle a pour but de

Concevoir, de fabriquer, d'exploiter et d'entretenir des stations de dessalement, des systèmes de purification et d'assainissement des eaux. [1]



TEDAGUA a évolué avec un marché qui a subi, ces vingt dernières années, une augmentation de la demande en eau dans tous les secteurs. [1]

3- COBRA :

Fondée en 1944, COBRA développe son activité dans des secteurs aussi diverses que les réseaux de distribution d'énergie et d'eau, la Télécommunication ou encore les



Chemins de fer, en fournissant des services spécialisés d'ingénierie, d'exploitation, d'installation et de maintenance. [1]

Le prestige atteint par COBRA en 60 ans d'existence, est le résultat de la haute qualité de ses réalisations et de son engagement indéfectible à la clientèle. L'objectif stratégique prioritaire de la société est l'observation rigoureuse des règlements environnementaux et de sécurité

4- Algerian Energy Company SPA (AEC):

Une Entreprise Publique Économique, est créée le 23 mai 2001 sous forme de société par actions de droit algérien, par SONATRACH et SONELGAZ. Cette compagnie a principalement le rôle de développer des projets en partenariat avec des sociétés étrangères dans le domaine de la production d'énergie électrique et de dessalement d'eau de mer. [1]



I.1.2 Situation géographique :

- La commune de Honâine sise à 60km du chef-lieu de la Wilaya, il s'étend sur une superficie totale de 6385 hectares, elle est limitée au : (Figure 4)
- Nord-Est des Trara orientaux, limitrophe à la daïra de Béni Saf dans la wilaya d'Ain-Témouchent, limitée au Nord par la mer
- A l'ouest par les daïras de Nedroma et de Ghazaouet
- Au sud par la daïra de Remchi



Figure I-4: Présentation de la station de dessalement de Honaine [1]

I.1.3 Processus du dessalement appliqué dans la station du dessalement de Honâine :

Le processus du dessalement d'eau de mer comporte quatre étapes principales :

- 1- La captation de l'eau de mer
- 2- Le prétraitement
- 3- L'osmose inverse
- 4- L'expédition

I.1.4 Captage de l'eau de mer :

La capture de l'eau de mer de HONAINE, se fera directement de la mer au moyen de deux tuyauteries prenant appui sur le fond marin, d'un diamètre de 1200 *mm* chacune. Le captage est effectué en zone profonde d'environ 7m, éloigné de la cote, protégé des pollutions et des forts courants et il n'est pas influencé par les rejets. La pression d'entrée de l'eau de mer est de 2 à 4 bars. [1]

Le captage va être effectué au moyen d'une tour de captage en béton armé. Cette tour a été conçue pour capter l'eau brute nécessaire à une production de 200.000 m³/jour, en tenant



Figure I-5: Tami Auto Nettoyage [1]

compte de la consommation interne de l'usine de désalinisation. L'eau de mer, par le biais de l'émissaire de captage, entre dans la cuve d'eau de mer où elle sera préfiltrée à travers des grilles à gros et des tamis autonettoyants (figure I-4) qui présentent un maillage de 1mm.

Le débit nécessaire de fournir à l'usine est de $18934 \text{ m}^3/\text{h}$, le débit d'eau qui doit être capté par la tour de captage est plus grand, car il comprend le débit nécessaire au nettoyage des



Figure I-6: Photo au niveau de la station de pompage

tamis autonettoyants. Les matériaux extraits des tamis rotatifs sont dirigés vers un bac où se trouvent des pompes d'extraction de matériaux en suspension. Le groupe de pompage d'eau de mer comprend 11 (10+1) pompes, avec une capacité de pompage de $18930 \text{ m}^3/\text{h}$ chaque une. Les dix pompes à eau d'eau de mer seront installées en parallèle, l'une d'entre elles étant en réserve.

Pour protéger la tuyauterie d'eau de mer au niveau des filtres à sable, on installera un équipement anti-coup de bélier et des vannes papillon.

Les pompes d'eau de mer sont à aspiration à vide, il est donc nécessaire d'installer un groupe de vide pour l'amorçage des pompes. [1]

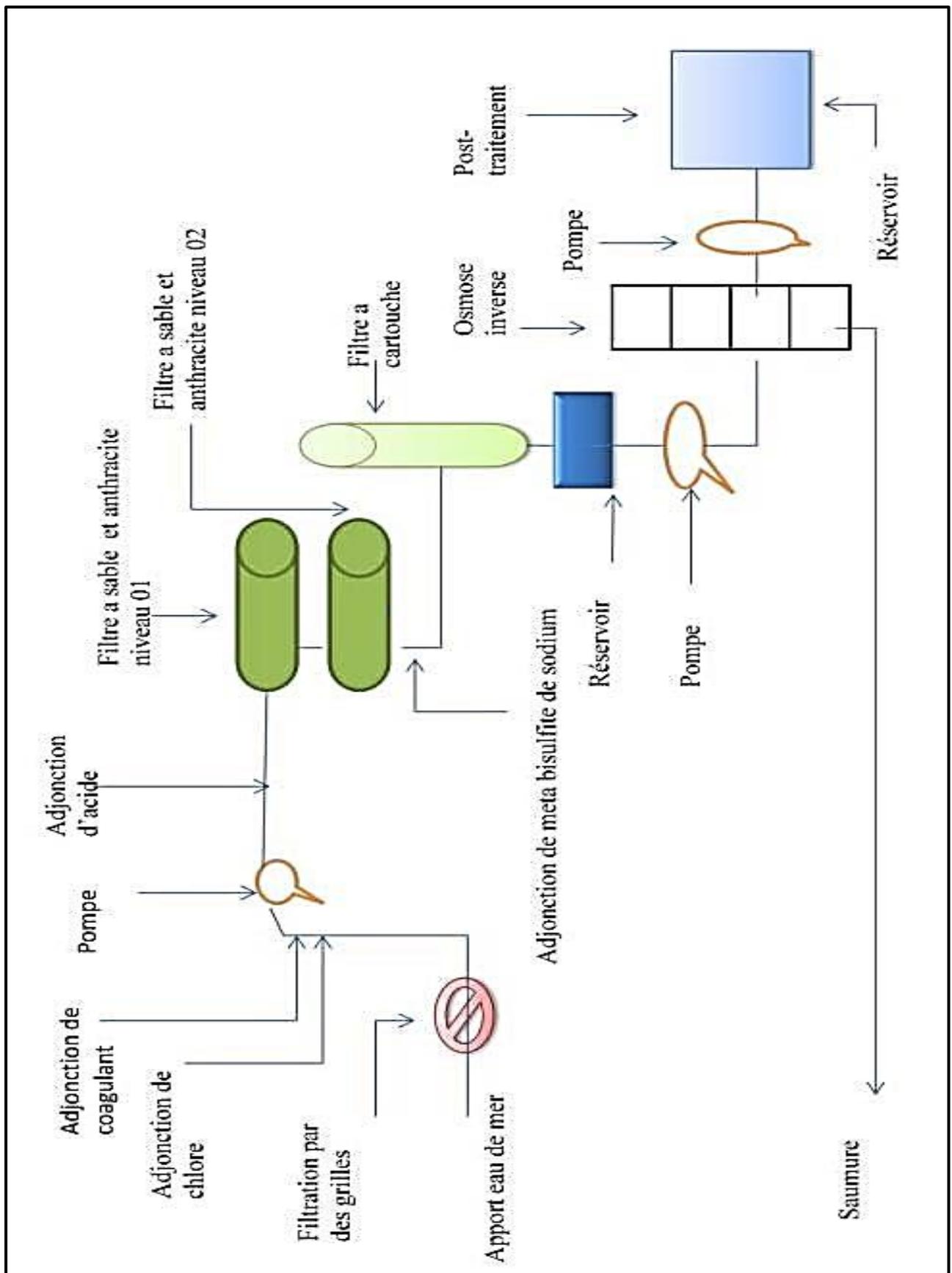


Figure I-7: Diagramme de processus de dessalement d'eau de mer au Niveau de station de Honâine

I.1.5 Prétraitements :

C'est la deuxième étape du processus de dessalement dont le but est d'éliminer :

- ✓ Les solides en suspension
- ✓ Les matières organiques
- ✓ Les micro-organismes

Elle est aussi nécessaire pour éviter la détérioration des pompes, l'incrustation, l'encrassement et la dégradation des membranes d'osmose inverse par les microorganismes. Cette étape comporte deux types de prétraitements :

I.1.6 Prétraitement chimique :

Cette opération s'effectue au niveau de la tour de captage de l'eau de mer ou dans l'aspiration des pompes à eau de mer ou dans l'impulsion de ces dernières. Elle consiste à l'injection d'hypochlorite de sodium $NaOCl$, de chlorure ferrique $FeCl_3$

5- Traitement par l'hypochlorite de sodium :

Cette étape se fait grâce à deux citernes $NaOCl$ d'une capacité de $140 m^3$ chacun, munies des pompes destinées à injecter l'hypochlorite de sodium au niveau du système de pompage de l'eau de mer soit au réservoir de captage ou du refoulement des pompes d'eau de mer. L'injection d'hypochlorite s'effectue au moyen de 4+1 pompe dosage, l'une d'elle étant en réserve. [1]

6- Traitement par le chlorure ferrique :

D'autres citernes de $FeCl_3$ de $70 m^3$ munies à 4+1 pompes sont utilisées pour injecter le $FeCl_3$ au niveau du système de pompage de l'eau de mer. Une injection éventuelle d'acide



Figure I-8: Citernes de l'hypochlorite de sodium et chlorure ferrique

sulfurique pour ajuster le PH est possible lors du traitement. Cette injection a pour but d'éliminer les matières en suspension et les matières colloïdales présentes dans l'eau de mer. [1]

I.1.7 Prétraitement physique :

C'est un traitement destiné à éliminer fondamentalement les éléments solides, les algues et la matière organique, par le passage de l'eau de mer à travers des filtres à sable et anthracite et à travers des filtres à cartouches. Le mouvement de l'eau dans ces filtres est vertical, pénétrant par la partie supérieure du filtre et descendant à travers les couches filtrantes qui retiennent les matières solides dans sa partie inférieure. Des collecteurs munis de buses recueillent l'eau filtrée. [1]

1- Filtration à sable et anthracite :

Une distribution de 80 filtres, bicouches sable-anthracite avec une granulométrie différente. Ils sont divisés en deux étapes. La première étape est constituée de 48 filtres et la deuxième étape contient 32 filtres.

Ce système élimine la plupart des particules en suspension, huile et graisses qui restent dans l'eau de mer et produit une eau filtrée à basse turbidité prête pour l'étape d'osmose inverse. Le mouvement de l'eau dans ces filtres est vertical, pénétrant par la partie supérieure du filtre et descendant à travers les couches filtrantes qui retiennent les matières solides dans sa partie inférieure. Des collecteurs munis de buses recueillent l'eau

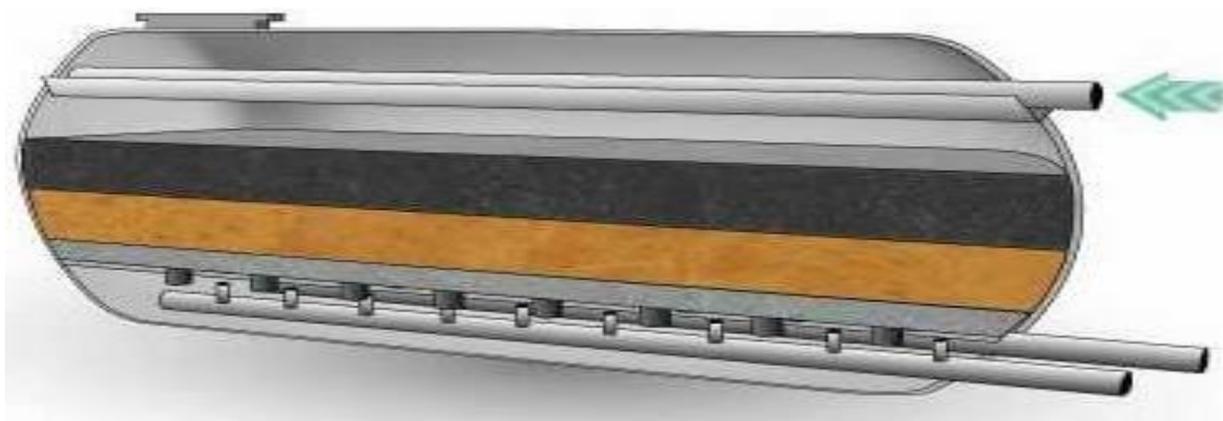


Figure I-9: Module de filtration à sable et anthracite

La disposition des filtres est cylindrique horizontale. Ils sont de 3,7m de diamètre et de 11m de longueur. La vitesse de filtration en fonction normale lors de la première étape est 8,8m/h et lors de la seconde étape de 13,2m/h. Le réglage du filtre sera réalisé par un contrôle de la



Figure I-10: Filtre à sable et anthracite

hauteur de la lame d'eau sur le lit filtrant à l'aide d'un capteur de niveau résistant qui agira sur la commande électrique de la soupape de sortie de l'eau filtrée, en maintenant le niveau constant à l'intérieur de . [1]

Remarque :

Les filtres sont soumis à un système de lavage.

- a) **Aération :** le nettoyage sera réalisé en introduisant de l'air à une vitesse de $50 \text{ m}^3/\text{m}^2/\text{h}$ et pendant une période de 7 minutes.
- b) **Temps d'attente :** après l'étape d'aération on laisse le filtre au repos pendant 3 minutes.
- c) **Rinçage :** la saleté détachée des grains de sables est entraînée vers les conduites d'eau de lavage.
- d) **Vidange :** finalement, une étape de vidange est réalisée, permettant à l'eau d'alimentation d'entrer, pour éliminer la saumure qui aurait pu être retenue à l'intérieur du filtre.

L'eau qui vient du nettoyage des filtres et qui conduit tous les solides qui ont été retenus, est conduite à travers des galeries inférieures des filtres à sable jusqu'à une tuyauterie qui est connectée avec le réservoir de la saumure. Dans ce réservoir, l'eau de nettoyage se mélange avec le reste des effluents de l'usine, en diminuant ainsi sa concentration en solides avant d'être réversée à la mer. [1]

I.1.8 Injection du métabisulfite de sodium ($\text{Na}_2\text{O}_5\text{S}_2$) :

L'utilisation du métabisulfite de sodium permet d'éliminer le chlore résiduel contenu dans l'eau de mer avant son arrivée aux membranes d'osmose inverse, évitant leur détérioration

par oxydation. L'injection de la solution de $\text{Na}_2\text{O}_5 \text{ S}_2$ se fait avant la filtration à sable ou à cartouche pour donner un maximum de temps de contact possible. L'équipement est composé de deux réservoirs d'accumulation – dissolution de capacité 13m^3 chacun, et 4+1 pompes doseuses. Les tuyauteries d'injection du produit sont en polyéthylène. [1]

I.1.9 Injection d'inhibiteur anti-scalant :

Afin d'éviter les précipitations des sels de sulfate de calcium et de strontium, d'hydroxyde ferrique et de fluorure de calcium, dans les membranes, on dosera un inhibiteur dont l'action est destinée à empêcher la formation des réseaux cristallins, en maintenant les ions dispersés et en permettant de dépasser la limite de produit de solubilité de ces sels.

L'addition de produit est réalisée au cours de fonctionnement, en amont des filtres à cartouches, pour fournir le plus de temps de contact possible.

I.1.10 Injection d'hydroxyde de sodium :

L'addition de ce produit a pour objet de la réduction du bord. L'équipement est composée de réservoirs pour la préparation de la solution du soude et de deux pompes doseuses, plus une de réserve. L'addition de produit est effectuée en cours de fonctionnement et en amont des filtres à cartouches, pour fournir le plus du temps de contact possible. Les pompes doseuses seront réglables de 10% à 100% de leur capacité maximale .La régulation du positionneur est automatique avec actionnement depuis le panneau du contrôle. [1]

I.1.11 Injection de dioxyde de Carbone CO_2 :

Il est destiné à réduire le pH d'eau de mer et à éviter les précipitations de carbonates et de bicarbonates. Les installations sont composées d'un dépôt de stockage, où le dioxyde de carbone fabriqué dans le générateur de CO_2 est stocké. La réduction de *pH* rend l'action bactéricide du chlore plus effectif.

Le point d'injection de ce produit peut se situer au refoulement des pompes d'eau de mer, à travers un système de bougie poreuse. [1]

I.1.12 Filtre à cartouche :

C'est une microfiltration assurée par des cartouches en polypropylène de 25 micron et d'un diamètre de 61mm, dans des réservoirs métalliques. Son rôle est la protection des pompes à haute pression. Il y- aura 22 filtres avec 290 cartouches chacune.

En amont et en aval de ce procédé, on dispose d'un capteur pour mesurer l'indice d'encrassement(SDI).La valeur de SDI sera toujours la valeur exigée par le fabricant des membranes afin de ne pas les endommager. Les tuyauteries et les collecteurs d'entrer et de sortie des filtres sont en polyptère renforcé de fibres de verre et sont d'un diamètre tel que la vitesse de passe ne dépasse pas les 2,5m/s. Les filtres sont pourvu d'élément de sécurité contre



Figure I-11: Filtres à cartouches

les surpressions moyennant des disques de rupture calibrés de sorte à ne jamais atteindre une pression supérieure à celle de calcul. Les filtres seront de constructions verticales ce qui permettra de renouveler facilement les cartouches filtrantes. [1]

A)- Réservoir d'eau filtrée :

L'eau filtrée produite est stockée dans un réservoir fermé. Cette eau est utilisée pour alimenter les unités d'osmose inverse. Une autre partie est utilisée pour le rinçage et le nettoyage des filtres à sable. Ces derniers subissent l'accumulation des matières solides qui provoquent une augmentation de la résistance à l'écoulement ainsi que la diminution de la production d'eau filtrée.

B)- Pompage intermédiaire :

L'eau provenant de l'étape de filtration passe par un réservoir intermédiaire. La présente conception prévoit l'installation de deux groupes de pompage intermédiaire, tous deux composés de 5 pompes. Elles sont munies de variateur de fréquence pour une plus grande capacité de régulation, améliorant l'adaptabilité du système d'osmose face au changement de fonctionnement (dus à des variations de pression, de température,...) un de ces groupes pompe vers le collecteur d'alimentation les pompes haute pression, alors que l'autre le fait vers le collecteur d'alimentation aux systèmes récupérateurs d'énergie, ce qui empêche l'éventuelle interférence lors du fonctionnement des deux groupes d'équipements.

I.1.13 Etape osmose inverse :



Figure I-12: Pompage intermédiaire

Le dessalement de l'eau de mer est réalisé par son passage à travers le système d'osmose inverse, étape clé du processus suscité. Cette étape est constitu e de 10 unités appel es « Rack ». Chaque unité est compos e de :

I.1.14 Un châssis à membrane :

Compos e de 222 modules et chaque module à 7 membranes. Ces membranes sont de type



Figure I-13: Châssis à membrane

spiral.

I.1.15 Pompe à haute pression :

Les pompes haute-pression d'alimentation des modules d'osmose inverse destin es au dessalement de l'eau de mer, ainsi que les dispositifs de récupération de l'énergie hydraulique du concentrât qui y sont associ es, représentent des postes très importants dans la conception des usines de dessalement, tant du point de vue de l'investissement, que de celui de l'énergie électrique nécessaire à leur fonctionnement.

Elle permet de fournir une pression jusqu'à 70 bars en vue d'alimenter l'osmose inverse.



Figure I-14: Pompes à haute pression

1. Pression Osmotique

L'osmose est le transfert de solvant à travers une membrane sous l'effet d'un gradient de concentration c'est à dire migration de liquide diluée vers le liquide concentré. Si on applique une pression sur la solution concentrée, la quantité d'eau transférée par osmose va diminuer. Avec une pression suffisamment forte, le flux d'eau va même s'annuler : cette pression est nommée la pression osmotique Π (différence de pression de part et d'autre de la membrane). Si on dépasse la valeur de la pression osmotique, on observe un flux d'eau dirigé en sens inverse du flux osmotique : c'est le phénomène d'osmose inverse.

- ✓ La pression osmotique des électrolytes est donnée par la relation suivante :
- ✓ i : nombre d'espèces d'ions constituant le soluté
- ✓ C_0 : concentration molaire du soluté [$mol \cdot m^{-3}$]
- ✓ T : température [K]
- ✓ R : constante des gaz parfaits [$8,31 \text{ KJ} \cdot mol^{-1} \cdot K^{-1}$]

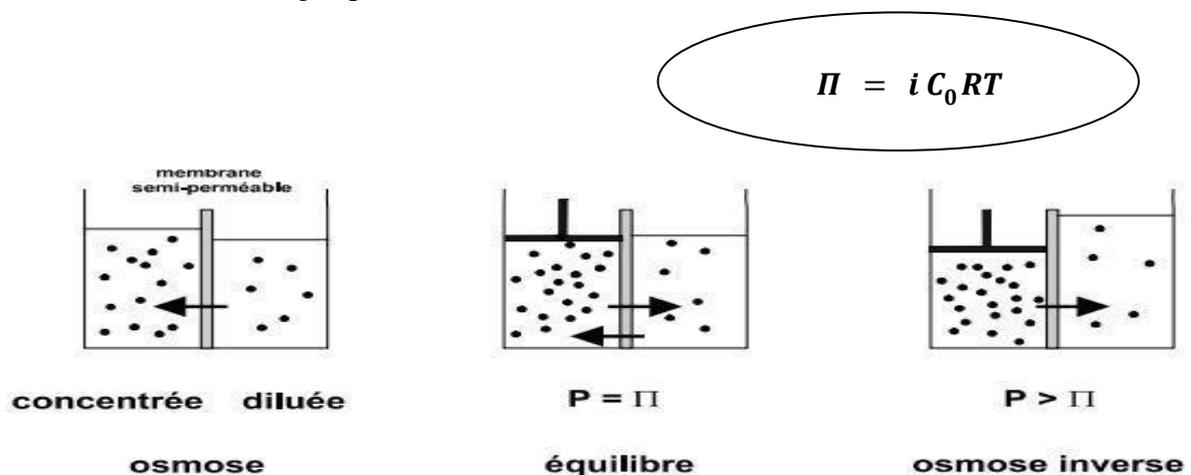


Figure I-15: Phénomène de l'osmose et l'osmose inverse



Figure I-17: Système d'échange de pression

I.1.16 Système d'échange de pression

Grâce à un rotor, un système d'échange de pression s'effectue entre la saumure provenant des membranes à haute pression et l'eau de mer à basse pression, une récupération importante

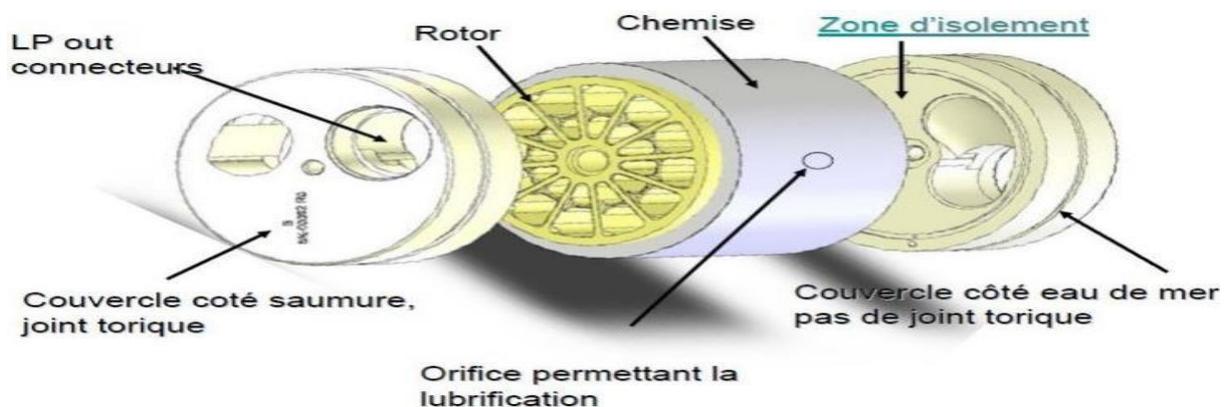


Figure I-16: composante d'échangeur de pression

d'énergie permet la réduction de coût de dessalement de l'eau de mer.

I.1.17 Pompage de recirculation ou booster :

Les chambres hyperboliques élèvent une partie de l'eau d'alimentation de membranes jusqu'à une pression légèrement inférieure à celle du rejet de la saumure. Pour augmenter cette pression jusqu'à l'entrée aux membranes, on utilise ces pompes de recirculation. Les pompes sont des types centrifuges horizontaux, et construites en acier inoxydable.

I.1.18 Réservoir d'eau traitée :

L'eau issue du traitement de l'osmose inverse est indemne de tous les minéraux, c'est à-dire non consommable. Une reminéralisation est nécessaire pour rendre cette eau potable. L'injection automatique de CO_2 pour réduire le pH proche de 5 permet de rendre plus efficace le processus de reminéralisation. Ce dernier est réalisé dans des tours ou chambres en nombre de dix de volume totale $20\,000\text{m}^3$, à l'intérieur des quelles est situé le lit de calcite (carbonate de calcium) de 2,86 m de hauteur, équipées par des tuyaux de distribution.

A travers ce lit de calcite l'eau traitée passe et atteindra le fond (réservoir) par un canal à l'intérieur de la tour. Après et à l'aide d'un doseur automatique, il y aura un ajout d'hypochlorite de sodium à partir des deux citernes avec lequel le pH augmentera. Une fois passée la réaction de reminéralisation, on aura amélioré la dureté et l'alcalinité de l'eau. Il existera un résiduel de CO_2 en équilibre avec HCO_3 qui déterminera le pH de l'eau traitée [1].



Figure I-20: Chambres de reminéralisation



Figure I-19: Chambres de reminéralisation à l'intérieur



Figure I-21: Réservoir de CO_2

I.4 Stockage et distribution de l'eau produite :

Le système de stockage et impulsion de l'eau commercialisable pour objet de pomper l'eau produite vers le réseau de distribution à travers le réseau de transport d'eau externe géré par l'Algérienne Des Eaux (A.D.E).

Le système d'impulsion et stockage d'eau produite est composé par :

- ✓ Un réservoir d'eau reminéralisée.
- ✓ Un système de pompage d'eau reminéralisée.
- ✓ Un hangar de livraison.

Le réservoir d'eau reminéralisée a une capacité de 5000 m³ et il est fabriqué en béton armé. L'eau commercialisable est pompée vers le réseau de distribution par 10+1 pompes chacune d'une capacité de pompage de 833 m³/h. [1]



Figure I-22: Collecteur de distribution

Conclusion :

Le dessalement est un enjeu particulièrement important pour l'avenir des régions sujettes aux pénuries d'eau surtout pour les pays proche a la mer . C'est une méthode d'avenir pour pallier aux problèmes d'eau douce.

La station de dessalement de l'eau de mer à Honaïne-Tlemcen, constitue l'un des plus grands projets réalisés par le gouvernement algérien en matière d'approvisionnement en eau potable, avec une capacité de 200.000 m³/ jour.

Dans la station de dessalement, les étapes de prétraitements utilisées garantissent le bon entretien de l'équipement de la station, produisant une eau douce de bonne qualité.

CHAPITRE II :
Rappels de Cours de Mécanique des
Fluides

I- Chapitre 02

Introduction :

Depuis les tous premiers temps, les hommes ont recherché des moyens techniques pour amener les fluides (notamment l'eau) à un niveau plus élevé. Cette opération était utilisée pour irriguer les champs et remplir les fossés qui entouraient les villes et les châteaux fortifiés.

On appelle turbomachine un appareil dont le rôle est d'assurer un échange d'énergie mécanique entre un débit permanent de fluide et rotor tournant à vitesse constante autour d'un axe.

Selon le sens de l'échange d'énergie, la turbomachine est appelée :

Génératrice : lorsqu'elle communique de l'énergie au fluide (Ex : pompe centrifuge), donc elle doit être nécessairement accouplée à une autre machine jouant un rôle de moteur (moteur électrique, moteur diesel, turbomachine réceptrice).

Motrice : lorsqu'elle en reçoit de l'énergie du fluide (Ex : turbine à vapeur) pour entraîner une machine génératrice (alternateur ou turbomachine génératrice).

Dans ce chapitre, nous allons étudier les fluides **en mouvement**. Contrairement aux solides, les éléments d'un fluide en mouvement peuvent se déplacer à des vitesses différentes. L'écoulement des fluides est un phénomène complexe.

On s'intéresse aux équations fondamentales qui régissent la dynamique des fluides incompressibles parfaits et réel, en particulier :

- ✓ l'équation de continuité (conservation de la masse),
- ✓ le théorème de Bernoulli (conservation de l'énergie),

II.1 Généralités

II.1.1 Définition :

Un fluide peut être considéré comme étant une substance formé d'un grand nombre de particules matérielles, très petites et libres se déplacer les unes par rapport aux autres. C'est donc un milieu matériel continu, déformable, sans rigidité et qui peut s'écouler. Les forces de cohésion entres particules élémentaires sont très faibles de sorte que le fluide est un corps sans forme propre qui prend la forme du récipient qui le contient, par exemple : les métaux en fusion sont des fluides qui permettent par moulage d'obtenir des pièces brutes de formes complexes.

On insiste sur le fait qu'un fluide est supposé être un milieu continu : même si l'on

choisit un très petit élément de volume, il sera toujours beaucoup plus grand que la dimension des molécules qui le constitue. Par exemple, une gouttelette de brouillard, aussi petite soit-elle à notre échelle, est toujours immense à l'échelle moléculaire. Elle sera toujours considérée comme un milieu continu. Parmi les fluides, on fait souvent la distinction entre liquides et gaz.

II.1.2 Fluide incompressible :

Liquide ou gaz pour lequel la masse volumique est constante ($\rho = \text{cte}$). En effet, lorsque la variation de pression ou de vitesse est faible, un gaz peut être considéré incompressible. Exemple, de l'air dans un circuit de ventilation.

II.1.3 Ecoulement permanent :

C'est un écoulement stationnaire : indépendant du temps.

On s'intéresse ici à l'écoulement établi.

Exemple : étude de l'écoulement dans une conduite munie d'un robinet.

Lorsqu'on ouvre le robinet, il se produit l'écoulement du fluide. On n'étudie l'écoulement qu'après un certain temps, et non juste après l'ouverture du robinet.

II.1.4 Ligne de courant, tube de courant :

Les lignes de courant (Figure 1) sont les trajectoires suivies par les molécules d'un fluide en mouvement.

L'ensemble des lignes de courant s'appuyant sur un contour fermé forme le tube de courant. La trajectoire est le lieu géométrique des positions prises par une particule au cours de son mouvement. **En écoulement permanent Trajectoire = ligne de courant**

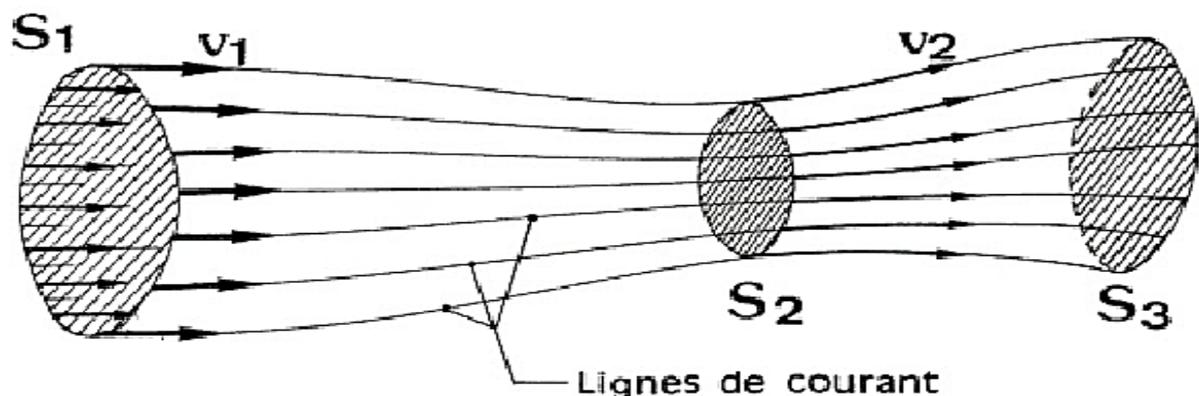


Figure I-1 : Lignes de courant

II.2 Principales propriétés :

II.1.5 La compressibilité :

Un fluide peut être compressible ou incompressible.

Si, par un moyen quelconque on arrive à réduire le volume d'une quantité de fluide, on dira que le fluide est compressible. Dans le cas contraire, le fluide est alors incompressible.

Quelques soit l'action mécanique, la masse d'une quantité de fluide ne change pas, par contre son volume peut changer.

II.1.6 Notion de Pression :

La pression **P** est le rapport d'une force **F** appliqué par une surface **S**.

$$P = \frac{F}{S} \quad (I-1)$$

Dans le S.I **P** : Pression en **Pa** ; **F** : Force en **N** ; **S** : Surface en **m²**.

En mécanique des fluides on utilise le **Pascal (Pa)** à la place de (**N/m²**). **1 Pa = 1 N/m²**

Le Pascal est une quantité très faible, alors dans la pratique, on utilise souvent le **bar**.

1bar = 10⁵ Pa et 1bar = 1daN/cm².

- **Pression atmosphérique** : est la pression exercée par l'atmosphère à la surface de la terre. Elle dépend de l'altitude et des conditions climatiques.
- au niveau de la mer cette pression est équivalente à celle exercée par une colonne d'environ **760mm de mercure** ¹elle varie tous les jours légèrement, elle est néanmoins toujours voisine de **1 bar**.

Altitude ↗ P_{atm} ↘

II.1.7 La masse volumique :

$$\rho = m/v \quad (I-2)$$

Avec **ρ** : Masse volumique en **kg/m³** ; **m** : Masse en **kg** ; **v** Volume en **m³**

II.1.8 Densité :

C'est la mesure de la masse présente dans une certaine quantité de fluide. Elle correspond aux nombre de molécules contenues dans le volume. Si la température augmente, les

¹ Le **millimètre de mercure** : 1 mm Hg = 133,322 Pa On retiendra 101325 Pa = 760 mm Hg

Rappels de cours de mécanique des fluides

molécules du fluide s'écartent et la densité diminue. Si la température baisse, c'est l'inverse.

$$\text{Elle s'exprime par : } \mathbf{d} = \frac{\rho}{\rho_{\text{réf}}} \quad (\text{I— 3})$$

Avec : \mathbf{d} : grandeur sans unité ; ρ : masse volumique de substance ; $\rho_{\text{réf}}$: masse volumique de l'eau.

II.1.9 Viscosité :

La viscosité traduit la facilité ou la difficulté à l'écoulement. Elle est exprimée par un coefficient représentant la contrainte de cisaillement nécessaire pour produire

un gradient de vitesse d'écoulement d'une unité dans la matière (Figure 12).

La viscosité est caractérisée par :

C)- Viscosité Cinématique :

Notée ν son unité dans le **S.I.** est le (m^2/s). On utilise souvent le **Stokes (St)**, ou le **CentiStokes (cSt)**. $1 \text{ St} = 10^{-4} \text{ m}^2/\text{s}$; $1 \text{ cSt} = 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$: il correspondant approximativement à la viscosité cinématique de l'eau à 20°C.

D)- Viscosité Dynamique :

Notée μ Son unité dans le **S.I.** est le [$\text{kg}/\text{m.s}$] ou (**Pa.s**). $\mu = \rho \cdot \nu$

La notion de viscosité est tirée de la loi de Newton :

$$F = \mu \cdot \frac{S \cdot V}{h} \Rightarrow \mu = \frac{F \cdot h}{S \cdot V} \text{ Avec } F [N] \quad (\text{I— 4})$$

E)- Influence de Température :

La viscosité dépend de la température. Lorsque la température augmente la viscosité cinématique des liquides diminue et celle de gaz augmente.

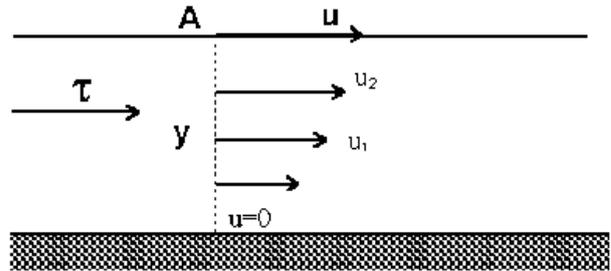
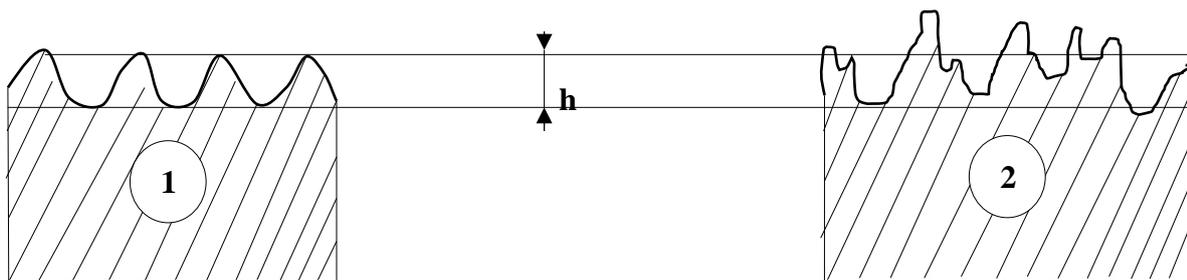


Figure I-2: Gradient de vitesse depuis la paroi

II.1.10 Rugosité :



Rugosité homogène

Rugosité hétérogène

Figure I-3: Rugosité homogène et hétérogène

L'état de surface intérieur d'une tuyauterie joue un rôle important dans les phénomènes d'écoulement. Cet état de surface est caractérisé par la hauteur moyenne des aspérités.

On conçoit aisément que l'influence de rugosité est d'autant plus grande que le diamètre de la tuyauterie est plus petit. Il est donc nécessaire d'examiner simultanément ces deux facteurs pour en déterminer l'incidence sur l'écoulement du fluide. [4]

Pour cette raison, il y a lieu de distinguer :

La rugosité absolue ϵ qui est la hauteur moyenne des aspérités de la paroi. La figure II-4 montre deux exemples de rugosité. Celle des conduites industrielles est de type hétérogène.

Pour une même hauteur moyenne **h**, la forme, l'espacement et la direction des aspérités perturbent différemment l'écoulement du fluide.

Aussi, on définit la **rugosité équivalente** du matériau égale à la hauteur moyenne des aspérités du matériau de référence qui provoque une perte de charge identique.

La rugosité relative $\frac{\epsilon}{D}$ qui est le rapport de la rugosité définie ci-dessus au diamètre de la tuyauterie, ces deux valeurs étant évidemment exprimées avec la même unité. [4]

II.1.11 Le débit :

Le débit est la quantité de fluide écoulé pendant un temps donné.

La quantité peut être définie, soit par son volume, soit par sa masse

Par conséquent, le débit est défini par :

A)- Le débit volumique :

$$Q_v = \frac{v}{t} \quad (\text{I— 5})$$

Avec : Q_v : débit volumique en m^3/s ; v : volume en m^3 ; t : temps en s

B)- Le débit massique :

$$Q_m = \frac{m}{t} \quad (\text{I— 6})$$

Avec : Q_m : débit massique en kg/s ; m : masse en kg ; t : temps en s

C)- La relation entre le débit volumique et massique :

A partir les relations précédentes on peut déduire facilement la relation entre le débit volumique et massique :

$$Q_m = \rho \times Q_v \quad (\text{I— 7})$$

Aussi l'expression de débit volumique peut exprimer par la relation suivante (Figure 14) :

$$Q_v = S \times V_m \quad (\text{I— 8})$$

Avec : D : diamètre intérieur de tube en m ; S : section intérieure de tube en m^2 ; V_m : vitesse moyenne d'écoulement dans le tube en m/s

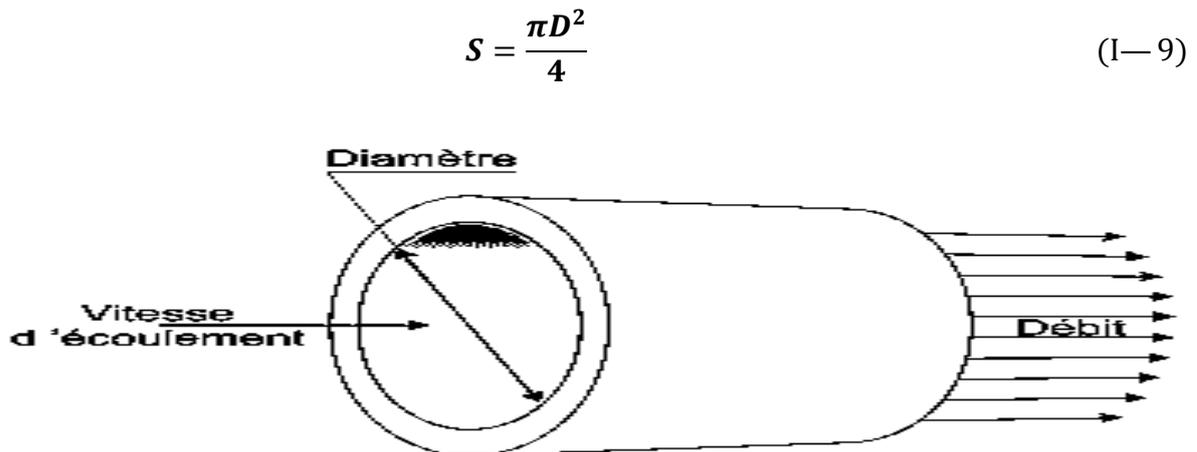


Figure I-4: Diamètre intérieur et Débit

II.1.13 Conservation de masse, de débit et d'énergie :

A)- Conservation de la masse :

✓ Equation de conservation de la masse ou bien équation de continuité :

Considérons une veine d'un fluide incompressible de masse volumique ρ animée d'un écoulement permanent. (Figure 15)

On désigne par :

- S_1 et S_2 respectivement la section d'entrée et la section de sortie du fluide à l'instant t ,
- S'_1 et S'_2 respectivement les sections d'entrée et de sortie du fluide à l'instant $t'=(t+dt)$,

V_1 et V_2 les vecteurs vitesses d'écoulement respectivement à travers les sections S_1 et S_2 de la veine.

- dx_1 et dx_2 respectivement les déplacements des sections S_1 et S_2 pendant l'intervalle de temps dt ,
- dm_1 : masse élémentaire entrante comprise entre les sections S_1 et S'_1 ,
- dm_2 : masse élémentaire sortante comprise entre les sections S_2 et S'_2 ,
- M : masse comprise entre S_1 et S_2 ,
- dV_1 : volume élémentaire entrant compris entre les sections S_1 et S'_1 ,
- dV_2 : volume élémentaire sortant compris entre les sections S_2 et S'_2 ,

A l'instant t : le fluide compris entre S_1 et S_2 a une masse égale à $(dm_1 + M)$

A l'instant $t+dt$: le fluide compris entre S'_1 et S'_2 a une masse égale à $(M + dm_2)$.

Par conservation de la masse : $dm_1 + M = M + dm_2$ en simplifiant par M on aura $dm_1 = dm_2$

Donc ρ .

$dV_1 = \rho dV_2$ ou encore $\rho \cdot S_1 \cdot dx_1 = \rho \cdot S_2 \cdot dx_2$, en divisant par dt .

Puisque le fluide est incompressible : $\rho = \rho_1 = \rho_2$ On peut simplifier et aboutir à l'équation de continuité suivante :

$$S_1 \cdot V_1 = S_2 \cdot V_2 \quad (I-10)$$

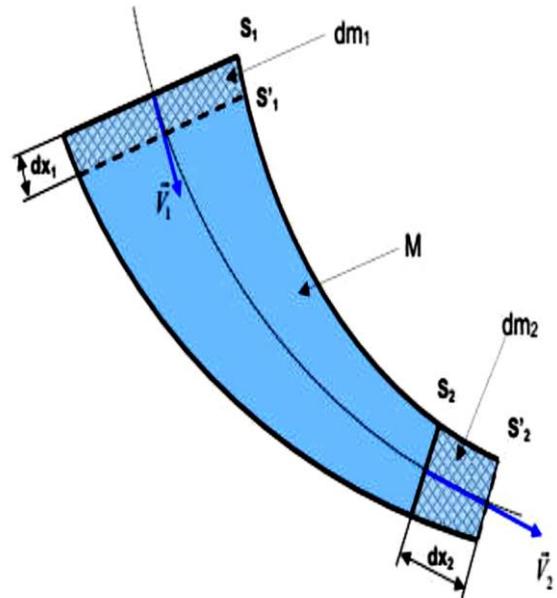


Figure I-5: Equation de continuité [7]

D)- Conservation de débit :

Le long d'un tube de courant (sans dérivation), le débit massique se conserve et ce quelque soit le fluide (liquide ou gaz). (Figure 16)

$$Q_m = Q_{m1} = Q_{m2} = \rho_1 \cdot S_1 \cdot V_1 = \rho_2 \cdot S_2 \cdot V_2 \quad (\text{I-11})$$

V_1 et V_2 les vitesses moyennes dans les sections S_1 et S_2 ; Pour un fluide incompressible :

$$\rho_1 = \rho_2 = \text{cte} \quad (\text{I-12})$$

$$\frac{Q_m}{\rho} = \frac{Q_{m1}}{\rho} = \frac{Q_{m2}}{\rho} = S_1 \cdot V_1 = S_2 \cdot V_2 \quad (\text{I-13})$$

$$\frac{Q_m}{\rho} = Q_v = Q_{v1} = Q_{v2} = S_1 \cdot V_1 = S_2 \cdot V_2 \quad (\text{I-14})$$

Alors, pour un fluide incompressible :

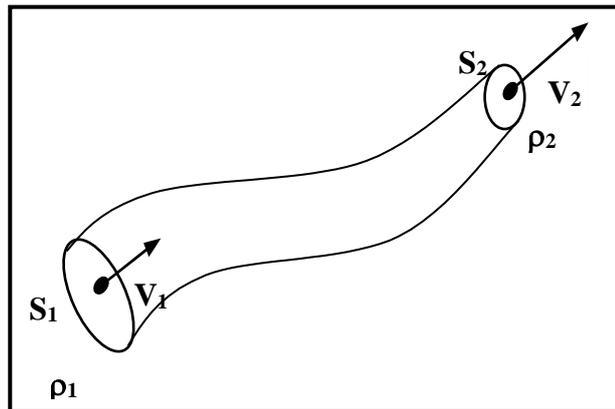


Figure I-6: Conservation de débit

On a la conservation du débit volumique Q_v .

Section A : Dynamiques des Fluides Incompressibles Parfaits

Dynamique Des Fluides Incompressibles parfaits

II.1 Conservation de l'énergie

Le fluide parfait est un fluide idéal. C'est un fluide non visqueux ou dont l'effet de la viscosité est négligeable.

Le fluide parfait n'excite pas en réalité. C'est une hypothèse simplificatrice pour faciliter la résolution d'un problème et qui dans certain cas donne des résultats très proches de la réalité.

Caractéristiques :

- Pas de frottement ⇒ Pas de perte d'énergie.
- Le fluide glisse sur une paroi solide.
- La vitesse est uniforme dans une section donnée.
- La pression est perpendiculaire à la paroi, comme en statique.

L'énergie mécanique d'une particule fluide en mouvement est due à :

- L'énergie potentielle de position « **Ep position** ».
- L'énergie potentielle de pression « **Ep pression** ».
- L'énergie cinétique « **E Cinétique** ».

$$E_{mécanique} = E_{potentielle} + E_{cinétique} + E_{pression} \tag{I-15}$$

L'unité légale de l'énergie est le **Joule (J)** pour les fluides on s'intéresse à l'énergie par unité de volume (**J/m³**), **1 J/m³ = 1 N.m / m³ = 1 N/m² = 1 Pa.**

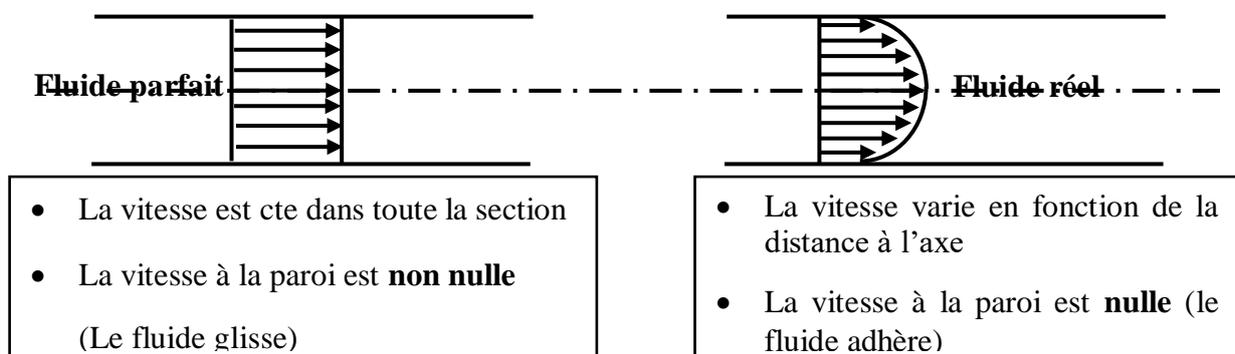


Figure I-7: profil de vitesse

II.1.1 Théorème de Bernoulli :

Le long d'un tube de courant ou d'une ligne de courant l'énergie mécanique se conserve
 Le théorème de Bernoulli traduit la conservation de l'énergie par unité de volume.

Hypothèses :

- ✓ Le fluide est parfait et incompressible
- ✓ L'écoulement est permanent
- ✓ L'écoulement est dans une conduite lisse)

Le théorème de Bernoulli s'écrit :

$$\rho g z + \frac{1}{2} \rho V^2 + p = Cte \tag{I-16}$$

P (Pa) : Energie potentielle de pression par unité de volume ou pression statique

$\rho g z$ (Pa) : Energie potentielle de position par unité de volume.

z (m) : Cote par rapport à un plan de référence.

ρ (kg/m³) : Masse volumique du fluide.

g (m/s²) : Accélération de la pesanteur.

$\frac{1}{2} \rho V^2$ (Pa) : Energie cinétique par unité de volume, ou pression dynamique.

V (m/s) : vitesse moyenne du fluide.

II.1.2 Formes pratiques du Théorème de Bernoulli :

On considère un tube de courant parcouru par un débit **Q** d'un fluide de masse volumique **ρ** .

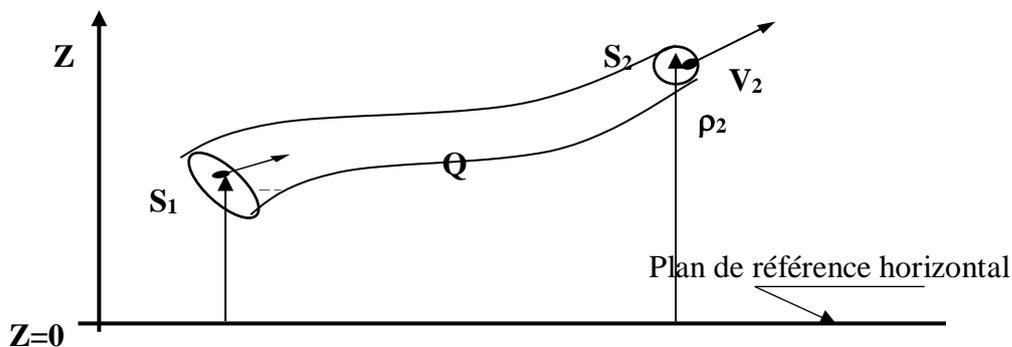


Figure I-8: Formes pratiques du Théorème de Bernoulli

$$\rho g z_1 + \frac{1}{2} \rho V_1^2 + P_1 = \rho g z_2 + \frac{1}{2} \rho V_2^2 + P_2 \tag{I-17}$$

Section A : Dynamique des fluides Incompressibles Parfait

Les termes de cette équation sont des termes de **pression** ou d'**énergie** par unité de volume, d'unité (**Pa** ou **J/m³**).

$$z_1 + \frac{1}{2g} V_1^2 + \frac{P_1}{\rho g} = z_2 + \frac{1}{2g} V_2^2 + \frac{P_2}{\rho g} \quad (\text{I—18})$$

Les termes de cette équation sont des termes de **hauteur** ou d'**énergie** par unité de poids, d'unité (**m** ou **J/N**).

II.1.3 Application du théorème de Bernoulli :

1- Calcul de Vitesse de vidange théorique de réservoir :

On considère la vidange d'un réservoir de grande dimension de section S .

Hypothèse : Orifice de vidange de section s , avec s très petit devant S et réservoir de niveau constant $h = \text{cte}$. (Voire la figure II-9)

On applique le théorème de Bernoulli la langue de ligne de courant de point 1 à 2 :

$$\rho g z_1 + \frac{1}{2} \rho V_1^2 + P_1 = \rho g z_2 + \frac{1}{2} \rho V_2^2 + P_2$$

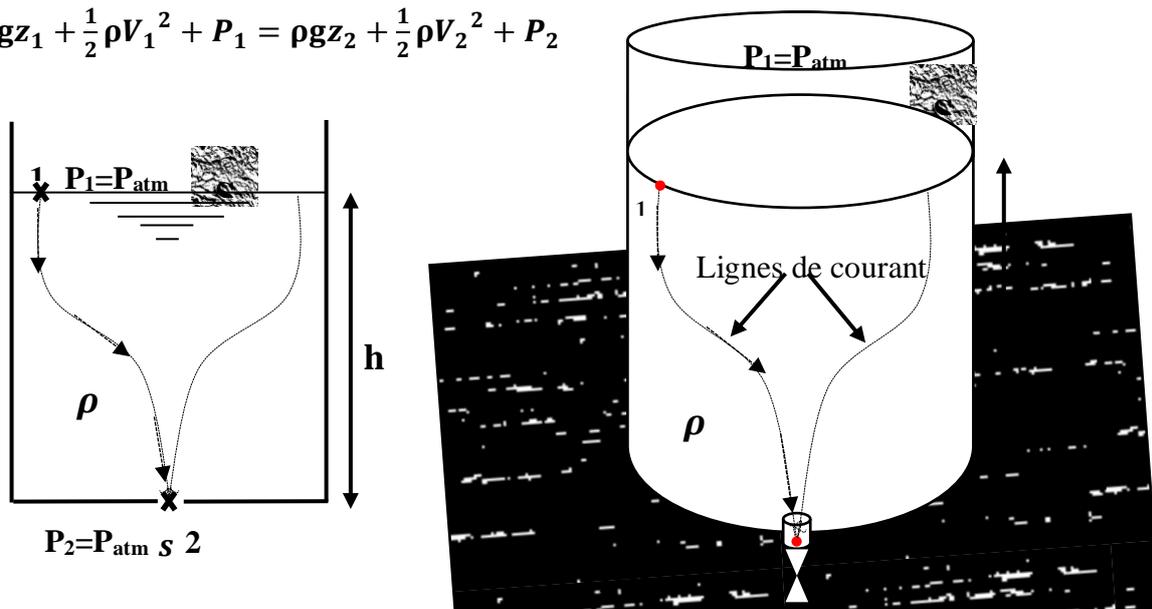


Figure I-9: vidange de réservoir [5]

La vitesse de vidange est $V = V_2$; $s \rightarrow$ section de vidange

Le réservoir est ouvert à l'air libre : $p_1 = p_{\text{atm}}$; La sortie du liquide est à l'air libre : $p_2 = p_{\text{atm}}$

\forall Le plan de référence : $z_1 - z_2 = h$ D'où :

$$V_2^2 = 2gh + V_1^2 \quad (\text{I—19})$$

Section A : Dynamique des fluides Incompressibles Parfait

La conservation de débit s'écrit : $Q = V_1 S = V_2 s \rightarrow V_1 = \frac{s}{S} V_2$ puisque $s \ll S \rightarrow \frac{s}{S} \approx 0$

D'où $V_1 \approx 0$ donc :

$$V_2^2 = 2gh \quad (\text{I— 20})$$

La vitesse de vidange alors : suivant la **Formule de Torricelli** ²

$$V_2 = V = \sqrt{2gh} \quad (\text{I— 21})$$

Remarque :

En réalité, la vitesse de vidange est plus faible elle dépend de viscosité du liquide et de la forme de l'orifice de vidange.

Le débit volumique théorique correspondant est :

$$Q_v = s\sqrt{2gh} \quad (\text{I— 22})$$

2- Calcul de débit réel :

✓ En réalité à cause des frottements, la vitesse est plus petite que la vitesse théorique. On écrit :

$$V_{réel} = \varphi_1 \sqrt{2gh} \quad (\text{I— 23})$$

Avec : φ_1 est un coefficient plus petit que 1, appelé coefficient de vitesse.

✓ la forme des lignes de courant, indiquée sur la figure 8, est telle que, le liquide ne pouvant tourner brusquement, la section réelle du jet est inférieure à la section de l'orifice.

$s_{réel} = \varphi_2 s$ avec φ_2 , coefficient inférieur à 1, est appelé coefficient de contraction, le débit réel est donc :

$$Q_v = s_{réel} V_{réel} = \varphi_1 \varphi_2 s \sqrt{2gh} \quad (\text{I— 24})$$

On pose $\alpha = \varphi_1 \varphi_2$, coefficient de débit de l'orifice. [5]

² Le **principe de Torricelli** est un principe de *mécanique des fluides* découvert par *Evangelista Torricelli* en 1643, Il établit que le **carré de la vitesse** d'écoulement d'un fluide sous l'effet de la pesanteur est proportionnel à la **hauteur** de fluide située au-dessus de l'ouverture par laquelle il s'échappe du cylindre qui le contient.

La formule de débit réel devient :

$$Q_v = \alpha s \sqrt{2gh} \quad (I-25)$$

Le coefficient α dépend de la forme de l'orifice. Il varie de 0.60 pour un simple trou aux amincis (ajutage en mince paroi), à 0.98 pour un ajutage en forme de tuyère dessiné de manière que la contraction de la veine fluide se produise à l'intérieur de l'ajutage (ajutage en veine moulée).

3- Calcul de temps de vidange :

$$Q_v = \frac{dV}{dt} \Rightarrow t = \frac{2Sh}{\alpha s \sqrt{2gh}} \quad (s) \quad (I-26)$$

4- Tube de venturi :

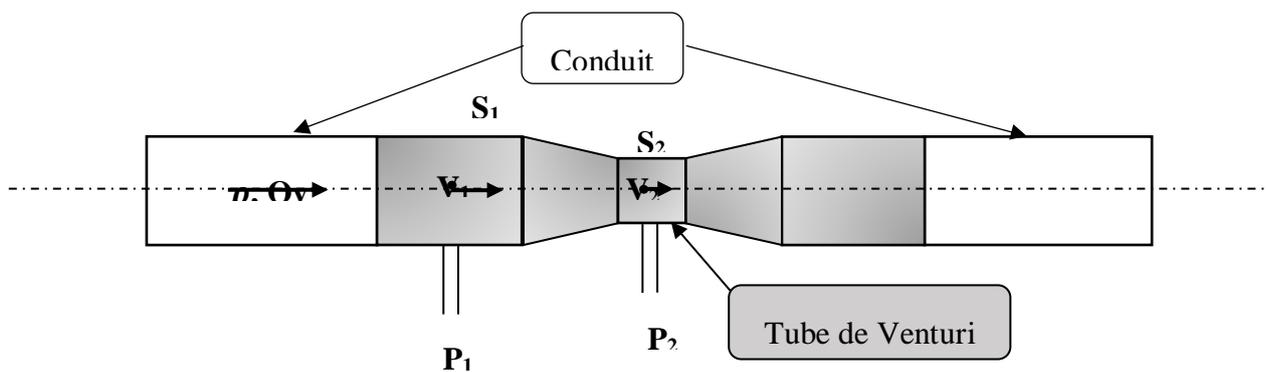


Figure I-10: Tube de Venturi

Tube de Venturi Horizontal $\Rightarrow Z1 = Z2$

Connaissant les caractéristiques du tube Venturi (S_1 et S_2 connues) la mesure de la différence de pression ($p_1 - p_2$) permet de déterminer le débit. $Q_v = S_1 V_1$ (Figure 10)

$$V_1 = \sqrt{\frac{2(P_1 - P_2)}{\rho \left[\left(\frac{S_1}{S_2} \right)^2 - 1 \right]}} \Rightarrow Q_v = S_1 \sqrt{\frac{2(P_1 - P_2)}{\rho \left[\left(\frac{S_1}{S_2} \right)^2 - 1 \right]}} \quad (I-27)$$

Remarque :

En réalité, le débit réel sera légèrement différent du débit trouvé à partir de l'équation précédente. En effet, il y a toujours des frottements (dont on n'a pas tenu compte) qui engendrent une différence de pression plus importante.

Par conséquent, il est nécessaire d'étalonner cet appareil.

$$Q_{réel} = CS_1 \sqrt{\frac{2(P_1 - P_2)}{\rho \left[\left(\frac{S_1}{S_2} \right)^2 - 1 \right]}} \quad (I-28)$$

C : coefficient de correction obtenu par étalonnage du venturi.

II.2 Fluide parfait traversant une machine hydraulique :

Une machine hydraulique peut être génératrice ou réceptrice.

Génératrice : elle fournit de l'énergie au fluide (la machine aide le fluide à se déplacer).

Figure 11A

Réceptrice : elle absorbe l'énergie du fluide (engendre le mouvement de la machine).

Figure 11B

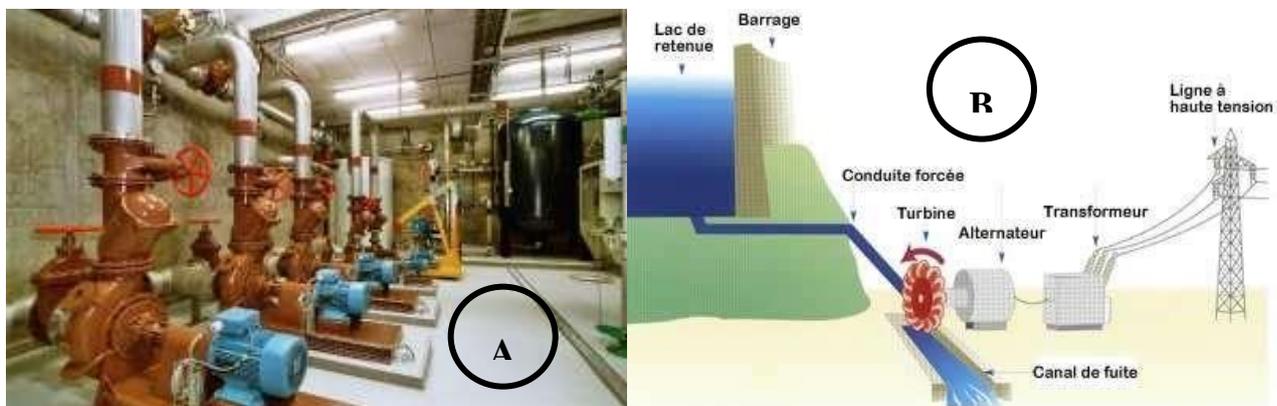


Figure I-11: Machines hydrauliques

Considérons une machine hydraulique parcourue par un débit Q d'un fluide de masse volumique ρ [8].

II.1.4 Conservation d'énergie :

$$\rho g z_1 + \frac{1}{2} \rho V_1^2 + p_1 = \rho g z_2 + \frac{1}{2} \rho V_2^2 + p_2 \pm E \quad (I-29)$$

E en (Pa) : c'est une quantité positive. C'est l'énergie par unité de volume fournie par une machine génératrice ou absorbée par une machine réceptrice. On écrira :

+ **E** pour une machine réceptrice (**Turbine**).

- **E** pour une machine génératrice (**Pompe**)

Section B : Dynamique des Fluides Incompressibles Réels

Section B : Dynamique des Fluides Incompressibles Réels

Introduction :

Dans la section précédente nous avons supposé que le fluide était parfait pour appliquer l'équation de conservation de l'énergie. L'écoulement d'un fluide réel est plus complexe que celui d'un fluide idéal. En effet, il existe des forces de frottement, dues à la viscosité du fluide, qui s'exercent entre les particules de fluide et les parois, ainsi qu'entre les particules elles-mêmes. Pour résoudre un problème d'écoulement d'un fluide réel, on fait appel à des résultats expérimentaux, en particulier ceux de l'ingénieur et physicien britannique **Osborne Reynolds**³.

Une méthode simplifiée de calcul des pertes de charge basée sur ces résultats expérimentaux est proposée. Elle est indispensable pour le dimensionnement des diverses installations hydrauliques (de pompage, de turbines, de machines hydrauliques et thermiques dans lesquelles est véhiculé un fluide réel...etc.)

II.1 Fluide réel :

Contrairement à un fluide parfait, qui n'est qu'un modèle pour simplifier les calculs, pratiquement inexistant dans la nature, dans un fluide réel les forces tangentielles de frottement interne qui s'opposent au glissement relatif des couches fluides sont prises en considération. Ce phénomène de frottement visqueux apparaît lors du mouvement du fluide.

C'est uniquement au repos, qu'on admettra que le fluide réel se comporte comme un fluide parfait, et on suppose que les forces de contact sont perpendiculaires aux éléments de surface sur lesquels elles s'exercent.

II.2 Régimes d'écoulement

II.1.1 Nombre de Reynolds

Le nombre de Reynolds est un nombre sans dimension utilisé en mécanique des fluides. Il a été mis en évidence en 1883 par Osborne Reynolds. Il caractérise un écoulement, en particulier la nature de son régime (laminaire, transitoire, turbulent).

On le définit de la manière suivante :

$$Re = \frac{VD}{\nu} = \frac{\rho VD}{\mu} \quad (I-30)$$

³ Le nombre de **Reynolds** représente le rapport entre les **forces d'inertie** et les **forces visqueuses**. Ce nombre sans dimension apparaît naturellement en dimensionnant les équations de **Navier-Stokes**.

D : Diamètre intérieur de la conduite en (**m**) ;

V : Vitesse moyenne d'écoulement en (**m/s**) ;

ρ : Masse volumique du fluide en (**kg/m³**) ;

μ : Viscosité dynamique en (**Pa.s**) ;

ν : Viscosité cinématique en (**m²/s**)

En fonction des nombres de Reynolds croissants, on distingue trois régimes principaux : **régime laminaire, régime transitoire, régime turbulent** [9].

On observe d'abord un écoulement **laminaire** avec des lignes de courant bien identifiées. Dans ce type d'écoulement l'effet de la viscosité s'atténue au fur et à mesure que l'on s'éloigne des parois, les vitesses du fluide tendant à s'homogénéiser. Il est alors souvent commode de considérer que l'approximation du fluide parfait (non visqueux) est suffisante hors d'une zone proche d'une paroi, appelée couche limite.

À partir d'un certain Reynolds se produit une **transition** qui fait apparaître des instabilités dues à l'amplification des perturbations. La valeur du Reynolds de transition et la nature des instabilités dépendent essentiellement du type d'écoulement considéré.

Ensuite, les instabilités augmentent au point de donner naissance à un phénomène chaotique dans lequel il est difficile de voir une organisation : c'est la **turbulence**

Soit un courant d'eau qui circule dans une conduite à section circulaire. On introduit un filet de colorant dans l'axe de cette conduite. Suivant la vitesse d'écoulement de l'eau, on peut observer les phénomènes suivants :

1- Régime laminaire :

Le fluide s'écoule en couches cylindriques coaxiales ayant pour axe le centre de la conduite.

2- Régime transitoire :

C'est une transition entre le régime laminaire et le régime turbulent.

3- Régime turbulent :

Formation de mouvement tourbillonnant dans le fluide. Cette expérience est faite par Reynolds en faisant varier le diamètre de la conduite, la température, le débit, etc... pour divers fluides [4].

- Si **$Re < 2200$** , le régime est Laminaire.
- Si **$2200 < Re < 3200$** , le régime est transitoire.

- Si $Re > 3200$, le régime est turbulent.
 - ✓ Régime parfaitement **lisse** si $3200 < Re < 10^5$
 - ✓ Régime parfaitement **rugueux** si $Re > 10^5$

[11]

II.3 Théorème de BERNOULLI pour fluides réels :

Lorsque l'on est en présence de frottements, le théorème de Bernoulli ne s'applique plus et la charge n'est plus constante. On parle alors de **perte de charge**.

Pour les fluides incompressibles, on utilise alors le théorème de Bernoulli généralisé, qui s'écrit : [4]

$$z_1 + \frac{1}{2g} V_1^2 + \frac{P_1}{\rho g} = z_2 + \frac{1}{2g} V_2^2 + \frac{P_2}{\rho g} + \Delta H_{1,2} \quad (\text{I— 31})$$

$\Delta H_{1,2}$: Dissipation d'énergie (exprimée en mètres) ou perte de charge [m]

Dans le cas d'un fluide incompressible, si la section du tuyau est constante, alors la vitesse est également constante. L'altitude z étant imposée par l'installation de la canalisation, on voit que la perte de charge se traduit par une diminution de pression.

Une relation plus générale s'écrira [4] :

$$\rho g z_1 + \frac{1}{2} \rho V_1^2 + P_1 = \rho g z_2 + \frac{1}{2} \rho V_2^2 + P_2 + \Delta P_{1,2} \quad (\text{I— 32})$$

$$\text{Où :} \quad \Delta P_{1,2} = \rho \cdot g \cdot \Delta H_{1,2} \quad (\text{I— 33})$$

II.4 Perte de charge :

Les pertes de charge sont des chutes de pression dues à la résistance que rencontrent les fluides en écoulement : les actions de cisaillement occasionnent en effet des pertes énergétiques [4].

- les pertes de charges linéaires ou régulières
- les pertes de charges singulières.

II.1.2 Pertes de charges linéaires :

Les **pertes de charge linéaires** sont générées par le frottement du fluide sur la paroi interne de la conduite [4].

On appelle également perte de charges **régulières** ou **systematiques**.

La valeur de ces pertes dépend donc des paramètres de conduite [4]:

L ⇒ Longueur; **D** ⇒ Diamètre **V** ⇒ Vitesse moyenne de fluide

Ces pertes de charge sont proportionnelles à l'énergie cinétique du fluide (équation de **Darcy-Weisbach**) : [4]

$$\Delta H_L = \lambda \frac{L}{D_h} \frac{V^2}{2g} = J_L = j \cdot L \quad (\text{I— 34})$$

$$j = \lambda \frac{1}{D_h} \frac{V^2}{2g} \quad (\text{I— 35})$$

$$D_h = \frac{4S}{P_m} \quad (\text{I— 36})$$

λ : Coefficient de perte de charge linéaire (son unité).

L : Longueur de tuyauterie (**m**).

V : Vitesse moyenne d'écoulement du fluide dans la tuyauterie (**m/s**).

g : Accélération de la pesanteur (**m/s²**)

D_h : Diamètre hydraulique (**m**).

S : Section de tuyauterie (section de passage) en (**m²**)

P_m : Périmètre mouillé (**m**).

j : pertes de charge **linéique**.

En utilisant les unités données ci-dessus, la perte de charge est une hauteur, le plus souvent transformée en hauteur d'eau équivalente. En multipliant cette hauteur par la masse volumique du fluide **ρ** (en **kg/m³**) et par la pesanteur **g**, on obtient la pression équivalente (en **Pa** ou **N/m²**) ; d'où la formule générale [4] :

$$\rho g \Delta H = \Delta P_L = \lambda \frac{L}{D_h} \frac{\rho \cdot V^2}{2} = J_L \quad (\text{I— 37})$$

II.1.3 La relation entre les pertes de charge et le régime d'écoulement :

4- Régime laminaire :

Profil de vitesse [4] :

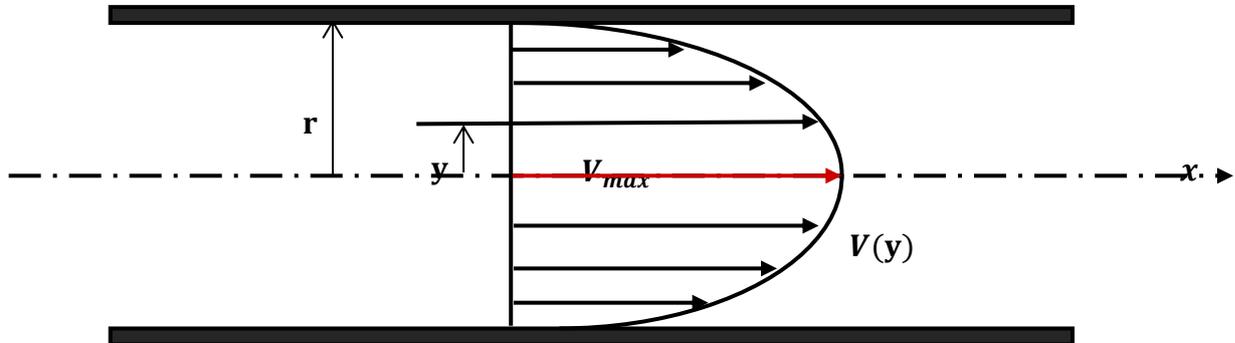


Figure I-12 : profil de vitesse en écoulement laminaire

Comme le montre la (Figure) la vitesse d'écoulement réel n'est pas uniforme dans une même section [4].

En effet, on conçoit aisément que les couches voisines de la paroi soient plus influencées par l'action retardatrice du frottement que les filets circulant dans l'axe de la tuyauterie.

La vitesse maximale est située sur l'axe et devient nulle sur la paroi du conduit.

La vitesse à la distance y de l'axe est donnée, en fonction de la vitesse moyenne, par la formule :

$$V_y = V_{max} \cdot \left[1 - \left(\frac{y}{r} \right)^2 \right] \text{ Avec : } V_{max} = 2 \cdot V_{moy} \quad (I-38)$$

5- Régime turbulent :

Profil de vitesse :

Les expériences réalisées par **Von Karman** ont montré qu'il existe à la périphérie de la veine fluide, une couche étroite dans laquelle les vitesses sont plus faibles et où l'écoulement est laminaire. Ces vitesses augmentent proportionnellement à la distance de la paroi voire la figure II-13 [4].

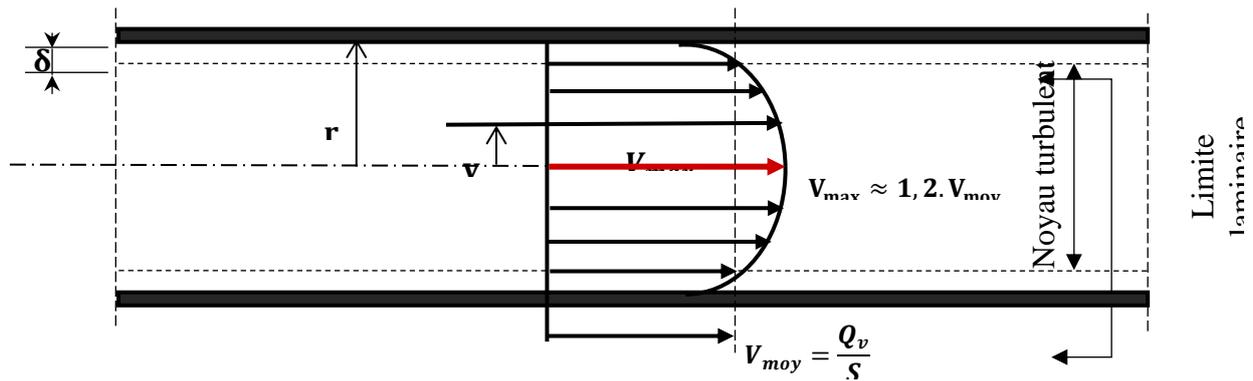


Figure I-13 : profil général des vitesses en régime turbulent

D'après la théorie de Von Karman, l'épaisseur δ de la sous couche laminaire est donnée

Par l'expression [4]:

$$\delta = \frac{32,5 \cdot D}{Re \cdot \sqrt{\lambda}} \quad (\text{I— 39})$$

La formule de **Von Karman** montre que plus Re est élevé, plus la sous-couche laminaire est fine et par conséquent, plus le noyau turbulent devient grand.

II.1.4 Coefficient de perte de charge linéaire λ :

Le coefficient de perte de charge linéaire λ dépend de la rugosité du tube, viscosité du fluide et la vitesse moyenne du fluide.

6- Coefficient de perte de charge λ en régime laminaire :

En régime laminaire (ou régime de Poiseuille), le coefficient de perte de charge λ est déterminé à partir des équations fondamentales de la mécanique des fluides : Formule de Poiseuille

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (\text{I— 40})$$

Cette relation montre qu'est λ uniquement en fonction de nombre de Reynold Re .

Coefficient de frottement (ou coefficient de Darcy):

$$c_f = \frac{16}{Re} \quad (\text{I— 41})$$

7- Coefficient de perte de charge λ en régime turbulent :

Nous allons indiquer successivement les diverses formules qui ont permis de déterminer le coefficient de perte de charge λ :

B)- Les formules de λ en fonction de nombre de Reynolds Re :

- La formule de **Blasius** :

$$\lambda = 0,316 \cdot Re^{-0,25} \quad Re < 10^5 \quad (\text{I— 42})$$

- Formule de **Nikuradse** :

$$\lambda = 3,2 \cdot 10^{-3} + 0,221 \cdot Re^{-0,237} \quad 10^5 < Re < 10^7 \quad (\text{I— 43})$$

- La formule de **Blench** :

$$\lambda = 0,79 \sqrt{\frac{\varepsilon}{D}} \quad Re > 10^5 \quad (\text{I— 44})$$

E)- Formules de λ en fonction de Re et ε/D :

A la suite des travaux d'Osborne Reynolds, les expérimentateurs se sont engagés dans une voie plus précise en recherchant la variation de λ en fonction de nombre de Reynolds Re et de la rugosité absolue ε .

Rappelons aussi les expériences de Von Karman définissant l'épaisseur de la sous-couche laminaire δ (**Figure II.13**).

Deux régimes d'écoulement dépendent en effet de la comparaison des deux paramètres δ et ε .

- Le régime parfaitement lisse.
- Le régime parfaitement rugueux.

Formule implicite :

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \cdot \log_{10} \left(\frac{\varepsilon}{3,71 \cdot D} + \frac{2,51}{Re \sqrt{\lambda}} \right) \quad (\text{I— 45})$$

Proposé en 1939, la formule universelle de **Colebrook-White** est applicable à un fluide quelconque et aux conduites industrielles, dont la rugosité est hétérogène. Actuellement cette formule implicite est considérée comme étant celle qui traduit le mieux les phénomènes d'écoulement en régime turbulent dans les conduites industriels [2].

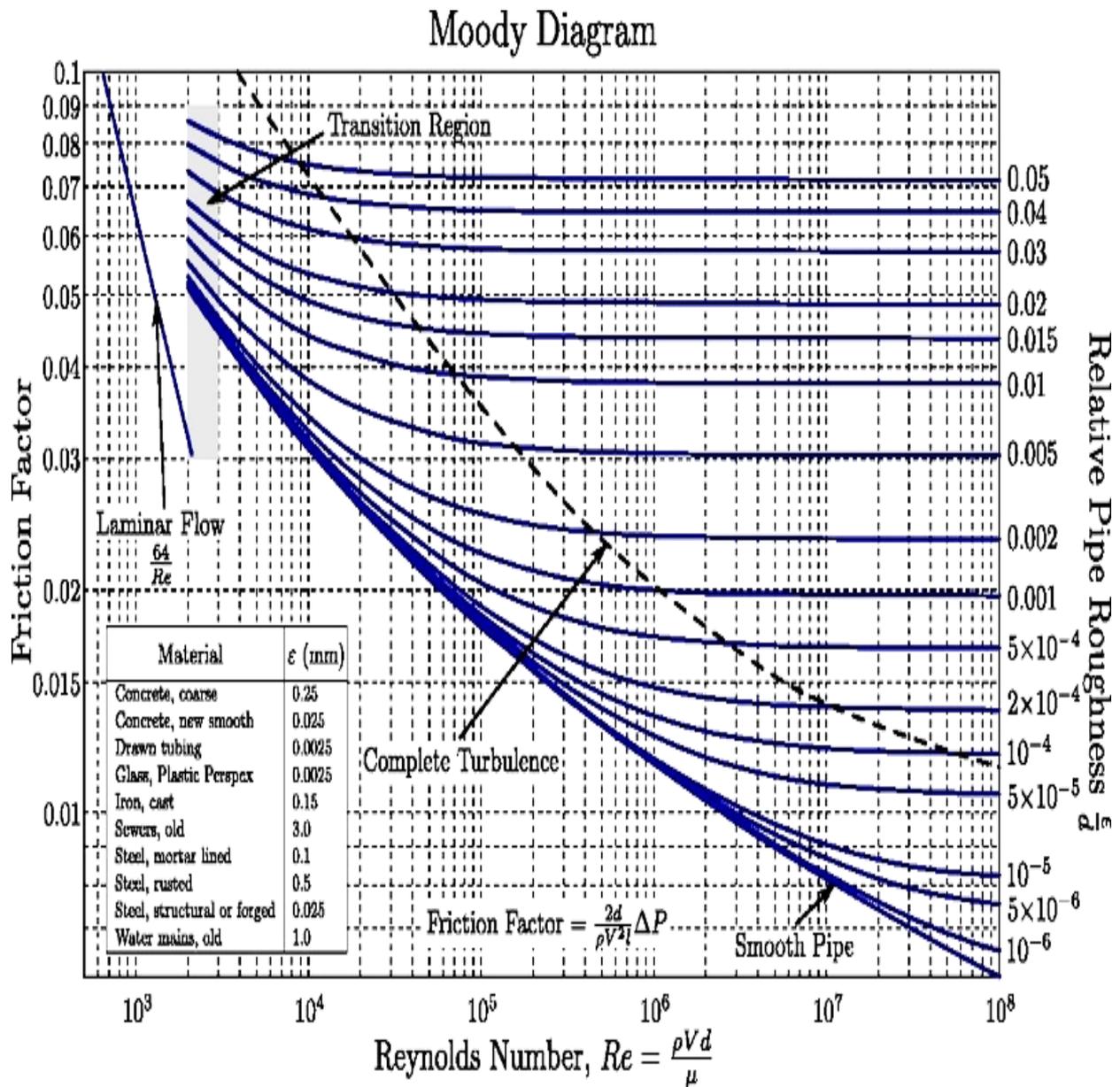


Figure I-14: Diagramme de Moody

Détermination du coefficient de pertes de charge linéaires :

Plusieurs méthodes existent pour définir le coefficient de perte de charge. Une des plus connues est le diagramme de Moody qui est un abaque permettant de déterminer le coefficient de perte de charge à partir du nombre de Reynolds et de la rugosité relative de la conduite (voir figure II-14).

Diagramme de Moody :

Il est également possible de calculer directement ce paramètre à partir des corrélations qui sont à la base du diagramme du Moody.

Pour un écoulement turbulent dans un tube circulaire, $Re > 3200$ il existe un grand nombre de corrélations, certaines simples mais imprécises, d'autres plus lourdes mais plus proches de la réalité (voir tableau II-1).

Tableau de corrélations :

Tableau de corrélations représente l'auteur, l'année, plage de validité suivant le nombre de Reynolds et la rugosité relative [2] :

Tableau I-1: Corrélations implicites et explicites de détermination de coefficient de Pertes de Charge linéaires

Auteurs	Année	Région de validation suivant le Reynolds et la rugosité relative	Corrélations
Colebrook-White Formule Implicite	1939	Valable pour le régime turbulent lisse et rugueux	$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log_{10} \left[\frac{(\varepsilon/D)}{3,71} + \frac{2,51}{Re\sqrt{\lambda}} \right]$
Lehmann Formule Implicite [12]		$(\varepsilon/D) > 0,0005$ Régime transitoire	$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -1,94 \log_{10} \left[\left(\frac{(\varepsilon/D)}{3,71} \right)^{1,03} + \left(\frac{4,26}{Re\sqrt{\lambda}} \right)^{1,1} \right]$
Nikuradse (Formule Implicite et explicite)	1933	Régime turbulent lisse $\varepsilon < \frac{\delta}{3}$ et $\delta = \frac{32,5D}{Re\sqrt{\lambda}}$ Soit pour : $Re < 10,83 \cdot \frac{D}{\varepsilon\sqrt{\lambda}}$	$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log_{10} (Re\sqrt{\lambda}) - 0,8$

		Régime turbulent rugueux $\varepsilon > 6. \delta$ ou pour : $Re > 195. \frac{D}{\varepsilon \sqrt{\lambda}}$	$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 1,133 - 2 \log_{10}(\varepsilon/D)$ $\lambda = \left(\frac{1}{1,133 - 2 \log_{10}(\varepsilon/D)} \right)^2$
Altshul	1952		$\lambda = 0,11 \left[\frac{68}{Re} + (\varepsilon/D) \right]^{0,25}$
Wood	1966	$Re > 10^4$ $10^{-5} < \varepsilon/D$ $< 0,04$	$\lambda = a + b. Re^{-c}$ $a = 0,53(\varepsilon/D) + 0,094(\varepsilon/D)^{0,225}$ $b = 88(\varepsilon/D)^{0,44}$ $c = 1,62(\varepsilon/D)^{0,134}$
Churchill	1973	Juste pour le régime turbulent	$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log_{10} \left[\frac{(\varepsilon/D)}{3,71} + \left(\frac{7}{Re} \right)^{0,9} \right]$
Eck	1973		$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log_{10} \left[\frac{(\varepsilon/D)}{3,7} + \frac{15}{Re} \right]$
Jain	1976		$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log_{10} \left[\frac{(\varepsilon/D)}{3,715} + \left(\frac{6,943}{Re} \right)^{0,9} \right]$
Swamee-Jain [12]	1976	Régime turbulent lisse $4. 10^{-5} < \varepsilon/D$ $< 0,05$	$\lambda = \frac{0,25}{A^2}$ <p>Avec :</p> $A = \log_{10} \left[\frac{(\varepsilon/D)}{3,71} + \frac{5,74}{Re^{0,9}} \right]$

Churchill [12]	1977	Quelle que soit la valeur de Reynolds Utiliser la formule de Churchill	$\lambda = 8. \left[\left(\frac{8}{Re} \right)^{12} + \frac{1}{(A+B)^{\frac{3}{2}}} \right]^{1/12}$ <p style="text-align: center;">Avec :</p> $A = \left[2,457 \ln \frac{1}{\left(\frac{7}{Re} \right)^{0,9} + 0,27(\varepsilon/D)} \right]^{16}$ $B = \left(\frac{37530}{Re} \right)^{16}$
Chen Ning Hsing [12]	1979	Valable pour toutes les plages de Reynolds	$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log_{10} \left[\frac{(\varepsilon/D)}{3,7065} - \frac{5,0452A}{Re} \right]$ $A = \log_{10} \left[\frac{(\varepsilon/D)^{1,1098}}{2,8257} + \frac{5,8506}{Re^{0,8981}} \right]$
Round	1980	$4000 < Re < 4.10^8$	$\lambda = \left[-1,8 \log_{10} \left(0,135(\varepsilon/D) + 6,5/Re \right) \right]^{-2}$
Shacham	1980		$\lambda = \left[-2 \log_{10} \left(\frac{(\varepsilon/D)}{3,7} - \frac{5,02}{Re} \log_{10} \left(\frac{(\varepsilon/D)}{3,7} + \frac{14,5}{Re} \right) \right) \right]^{-2}$
Barr [12]	1981		$\lambda = \frac{0,25}{\left[\log_{10} \left(\frac{(\varepsilon/D)}{3,71} + \frac{5,1286}{Re^{0,89}} \right) \right]^2}$

Zigrang et Sylvester	1981		$\lambda = \frac{0,25}{\left[-2 * \log_{10} \left(\frac{(\varepsilon/D)}{3,7} - \frac{5,02 * B}{Re}\right)\right]^2}$ $A = \log_{10} \left[\frac{(\varepsilon/D)}{3,7} + \frac{13}{Re}\right]$ $B = \log_{10} \left[\frac{(\varepsilon/D)}{3,7} + \frac{5,02A}{Re}\right]$
Haaland	1983	Régime turbulent lisse	$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -1,8 \log_{10} \left[\frac{(\varepsilon/D)^{1,11}}{3,7} - \frac{6,7}{Re}\right]$
Serghides	1984		$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = A - \frac{(B - A)^2}{C - 2B + A}$ $\lambda = \frac{1}{\left[A - \frac{(B - A)^2}{C - 2B + A}\right]^2}$ $A = -2 \log_{10} \left[\frac{(\varepsilon/D)}{3,7} + \frac{12}{Re}\right]$ $B = -2 \log_{10} \left[\frac{(\varepsilon/D)}{3,7} + \frac{2,51A}{Re}\right]$ $C = -2 \log_{10} \left[\frac{(\varepsilon/D)}{3,7} + \frac{2,51B}{Re}\right]$
Tsal	1989	$4.10^3 < Re < 4.10^8$ $0 < \varepsilon < 0.05$	$\lambda = \begin{cases} C & \text{si } (C \geq 0,018) \\ 0,0028 + 0,85C & \text{si } (C < 0,018) \end{cases}$ $\text{Avec : } C = 0,11 \left(\frac{68}{Re} + \varepsilon/D\right)^{0,23}$

Mandilli	1997	$4.10^3 < Re < 4.10^8$ $0 < \varepsilon < 0,05$	$\lambda = \left[-2 \log_{10} \left(\frac{\varepsilon}{3,70} + \frac{95}{Re^{0,983}} - \frac{96,82}{Re} \right) \right]^{-2}$
Achour et Al	2002	$Re > 10^4$ $0 < \varepsilon < 0,05$	$\lambda = \left[-2 \log_{10} \left(\frac{\varepsilon}{3,70} + \frac{4,5}{Re} \log \left(\frac{Re}{6,97} \right) \right) \right]^{-2}$
Monzon-Romeo-Royo	2002	Valable pour toutes les plages de Reynolds	$\lambda = \frac{1}{\left(-2 \log_{10} \left[\frac{(\varepsilon/D)}{3,7065} - \frac{5,0272B}{Re} \right] \right)^2}$ $A = \log_{10} \left[\left(\frac{(\varepsilon/D)}{3,7} \right)^{0,992} + \left(\frac{5,3326}{208,815 + Re} \right)^{0,9343} \right]$ $B = \log_{10} \left[\frac{(\varepsilon/D)}{3,827} - \frac{4,567A}{Re} \right]$
Goudar-Sonnad	2006		$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 0,8686 \ln \frac{0,4587 Re}{(C - 0,31)^{\frac{C}{C+1}}}$ <p>Avec :</p> $C = 0,124 Re(\varepsilon/D) + \ln 0,4587 Re$
Buzzelli	2008		$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = A - \left[\frac{A + 2 \log(B/Re)}{1 + (2,18/B)} \right]$ $A = \frac{(0,744 \ln(Re) - 1,41)}{(1 + 1,32 \sqrt{\varepsilon/D})}$ $B = \frac{Re}{3,7} (\varepsilon/D) + 2,51A$

Goudar-Sonnad	2008	$4 \cdot 10^3 < Re < 10^8$ $10^{-6} < \varepsilon < 10^{-2}$	$\lambda = 1 / \left(a \left[\ln \left(\frac{d}{q} \right) + \delta_{CFA} \right] \right)^2$ $a = \frac{2}{\ln(10)} ; b = \frac{(\varepsilon/D)}{3,7} ; d = \frac{\ln(10)}{5,02} Re$ $s = bd + \ln(d) ; q = s^{(s/(s+1))}$ $g = bd + \ln(d/q) ; z = \frac{q}{g}$ $\delta_{LA} = \frac{g}{g+1} z ; \delta_{CFA} = \delta_{LA} \left(1 + \frac{z/2}{(g+1)^2 + (z/3) + (2g-1)} \right)$
Avci et Karagoz	2009		$\lambda = \frac{64}{\left[\ln(Re) - \ln \left(1 + 0,01 Re \frac{\varepsilon}{D} \left(1 + 10 \sqrt{\frac{\varepsilon}{D}} \right) \right) \right]^{24}}$
Fang	2011	$3 \cdot 10^3 < Re < 4 \cdot 10^8$ $0 < \varepsilon < 0,05$	$\lambda = 1,613 \left[\ln \left(0,234 \left(\frac{\varepsilon}{D} \right)^{1,1007} - \frac{60,525}{Re^{1,1105}} + \frac{56,291}{Re^{1,0712}} \right) \right]^2$
Ghnbari-Farshad-Rieke's	2011	$2100 < Re < 10^8$ $0.0 < \varepsilon/D < 0,05$	$\lambda = \left[-1,52 \log_{10} \left(\left(\frac{\varepsilon/D}{7,21} \right)^{1,042} + \left(\frac{2,731}{Re} \right)^{0,9152} \right) \right]^{-2,169}$

II.1.5 Pertes de charges singulières :

Les pertes de charge singulières sont essentiellement dues aux accidents de canalisation, c'est-à-dire toute **modification géométrique** de la conduite. On peut y compter les changements de direction (**coudes, raccords en T**), les **variations de section**, les **vannes** ou **robinets**, les **appareils de mesure**, etc... La perte de charge singulière d'un accident peut se déterminer par calcul ou à l'aide de tables (abaques) où une construction graphique à partir de grandeurs simple donnera un résultat.

Les pertes de charge s'additionnent en fonction du nombre de ces accidents

La perte de charge singulière peut être déterminée par l'une des deux relations suivantes :

$$J_s = \left(\sum_{i=1}^n \xi_i \right) \frac{V_m^2}{2g} = \Delta H_s \text{ (m)} \quad J_s = \left(\sum_{i=1}^n \xi_i \right) \frac{V_m^2}{2} \rho = \Delta P_s \text{ (Pa)} \quad (I-46)$$

ξ : Coefficient de perte de charge singulière (sans dimensions), dépendant de la forme de la singularité ; là aussi les valeurs sont tabulées :

Tableau I-2. formes de la singularité [8]

		Diamètre du tube acier inox, cuivre ou plastique				
		8 + 16 mm	18 + 28 mm	30 + 54 mm	> 54 mm	
		Diamètre du tube acier				
		3/8" + 1/2"	3/4" + 1"	1 1/4" + 2"	> 2"	
Type de résistance singulière		Symbole				
Coude serré à 90°	$r/d = 1,5$		2,0	1,5	1,0	0,8
Coude normal à 90°	$r/d = 2,5$		1,5	1,0	0,5	0,4
Coude large à 90°	$r/d > 3,5$		1,0	0,5	0,3	0,3
Coude serré en U	$r/d = 1,5$		2,5	2,0	1,5	1,0
Coude normal en U	$r/d = 2,5$		2,0	1,5	0,8	0,5
Coude large en U	$r/d > 3,5$		1,5	0,8	0,4	0,4
Élargissement			1,0			
Restriction			0,5			
Dérivation simple avec T équerre			1,0			
Jonction simple avec T équerre			1,0			
Dérivation double avec T équerre			3,0			
Jonction double avec T équerre			3,0			
Dérivation simple avec angle incliné (45° - 60°)			0,5			
Jonction simple avec angle incliné (45° - 60°)			0,5			
Dérivation avec amorce			2,0			
Jonction avec amorce			2,0			

Tableau I-3. Coefficient de perte de charge singulière des organes, robinetterie [8]

	Diamètre du tube acier inox, cuivre ou plastique	8 + 16 mm	18 + 28 mm	30 + 54 mm	> 54 mm
	Diamètre du tube acier	3/8" + 1/2"	3/4" + 1"	1 1/4" + 2"	> 2"
Type de résistance singulière	Symbole				
Vanne d'arrêt droite		10,0	8,0	7,0	6,0
Vanne d'arrêt inclinée		5,0	4,0	3,0	3,0
Vanne à opercule à passage réduit		1,2	1,0	0,8	0,6
Vanne à opercule à passage total		0,2	0,2	0,1	0,1
Vanne à sphère à passage réduit		1,6	1,0	0,8	0,6
Vanne à sphère à passage total		0,2	0,2	0,1	0,1
Vanne papillon		3,5	2,0	1,5	1,0
Clapet anti-retour		3,0	2,0	1,0	1,0
Robinet de radiateur droit		8,5	7,0	6,0	—
Robinet de radiateur équerre		4,0	4,0	3,0	—
Té de réglage		1,5	1,5	1,0	—
Coude de réglage		1,0	1,0	0,5	—
Vanne quatre voies		6,0		4,0	
Vanne trois voies		10,0		8,0	
Passage à travers un radiateur		3,0			
Passage à travers une chaudière au sol		3,0			

Section C : Pompes Centrifuges et Réseaux de Conduites

Pompes Centrifuge et Réseaux des conduites :**II.5 Pompe :**

Les pompes sont des appareils mécaniques servant à véhiculer des liquides d'un point A, à un point B. Elles permettent, notamment, de prendre un liquide à la pression P_1 et de le porter à la pression P_2 (avec $P_2 > P_1$).

Pour véhiculer un liquide d'un endroit à un autre, la pompe doit fournir une certaine pression appelée hauteur manométrique totale, cela dépend des conditions d'aspiration et de refoulement.

Les pompes sont des éléments essentiels dans la vie et le confort des êtres humains. Ils déplacent les fluides qu'ils soient chauds ou froids, propres ou sales d'un point A, à un point B. Elles permettent, notamment, de prendre un liquide à la pression P_1 et de le porter à la pression P_2 (avec $P_2 > P_1$). La pompe doit fournir une certaine énergie Cette dernière se manifeste sous deux formes :

- ✓ Cinétique : pour la mise en mouvement du fluide (le débit)
- ✓ Potentielle : pour accroître la pression en aval

L'énergie requise pour faire fonctionner ces machines dépend donc des nombreux facteurs rencontrés dans l'étude des écoulements :

- ✓ Les propriétés du fluide : masse volumique, viscosité, compressibilité
- ✓ Les caractéristiques de l'installation : longueur, diamètre, rugosité, singularités
- ✓ Les caractéristiques de l'écoulement : vitesse, débit, hauteur d'élévation, pression

II.2.1 Types des pompes :

Devant la grande diversité de situations possibles, on trouve un grand nombre de machines que l'on peut classer en deux grands groupes (figure II-15) :

- Pompes Volumétriques
- Turbopompes

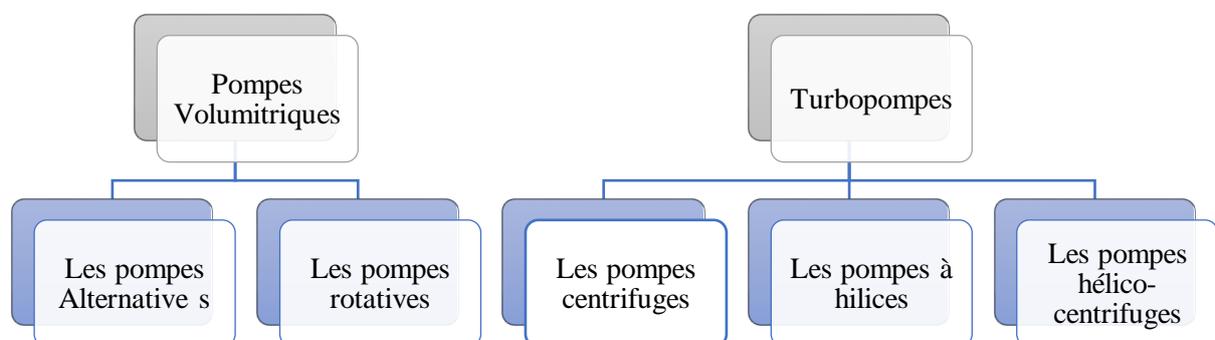


Figure I-15: Type des Pompes

1- Pompes volumétriques :

Ce sont les pompes à piston, à diaphragme, à noyau plongeur et les pompes rotatives telles les pompes à vis, à engrenages, à palettes, etc. Lorsque le fluide véhiculé est un gaz, ces pompes sont appelées « compresseurs »

Principe et caractéristiques générales :

Une pompe volumétrique se compose d'un corps de pompe parfaitement clos à l'intérieur du quelle se déplace un élément mobile et le fonctionnement repose sur le principe suivant :

- ✓ Exécution d'un mouvement cyclique.
- ✓ Pendant un cycle de volume déterminé, un volume V_0 de fluide emprisonné dans un espace donné (le récipient de départ) est contraint à se déplacer de l'entrée vers la sortie de la pompe par un système mécanique. Ce volume prélevé dans la conduite d'aspiration engendre une dépression qui fait avancer le fluide vers la pompe par aspiration. Cet effet confère aux pompes volumétriques d'être auto-amorçant.

2- Pompes volumétriques rotatives :

Ces pompes sont constituées par une pièce mobile animée d'un mouvement de rotation autour d'un axe, qui tourne dans le corps de pompe et crée le mouvement du liquide pompé par déplacement d'un volume depuis l'aspiration jusqu'au refoulement. Le principal avantage des machines rotatives c'est qu'elles se prêtent facilement à la mécanisation et aux grandes vitesses de fonctionnement. [1]

3- Pompes à palettes :

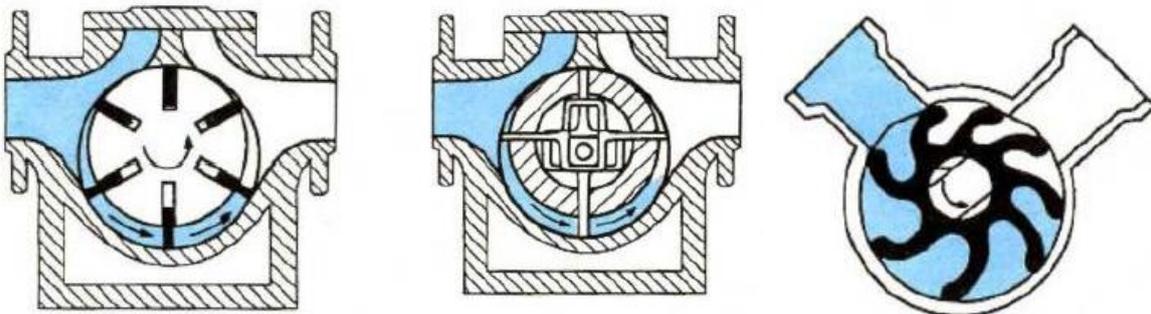


Figure I-16 : Les types de pompes à palettes

Un corps cylindrique fixe communique avec les orifices d'aspiration et de refoulement. A l'intérieur se trouve un cylindre plein, le rotor, tangent intérieurement au corps de la pompe et dont l'axe est excentré par rapport à celui du corps. Le rotor est muni de 2 à 8 fentes diamétralement opposées deux à deux, dans lesquelles glissent des palettes que des ressorts

appuient sur la paroi interne du stator. Le mouvement du rotor fait varier de façon continue les différentes capacités comprises entre les cylindres et les palettes en créant ainsi une aspiration du liquide d'un côté et un refoulement de l'autre.

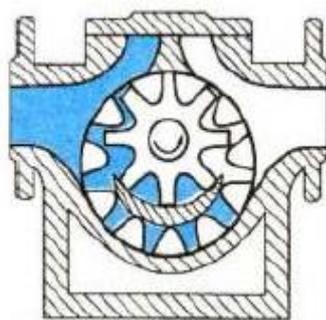
Ce sont des pompes caractérisées par des débits allant jusqu'à 100 m³/h et des pressions au refoulement de 4 à 8 bars. Elles conviennent aux liquides peu visqueux.

Avantages et inconvénients des pompes à palettes :

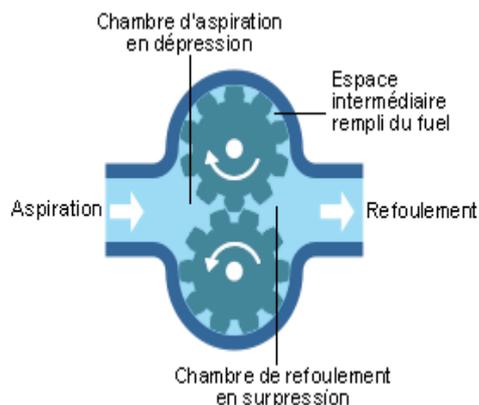
Tableau I-4: Avantages et inconvénients des pompes à palettes

Avantages	Inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> - Pompage de produits moyennement abrasifs, ainsi que de particules solides molles - Mouvement réversible - Débit régulier - Silencieuse - Étanchéité par garniture mécanique. - Maintenance simple 	<ul style="list-style-type: none"> - Petits débits - Pressions de refoulement faibles - pas de fonctionnement à sec - Usure du corps par frottement des palettes - difficile pompage des produits visqueux

4- Pompes à engrenages :



Pompe à engrenage interne



Pompe à engrenage

Figure I-17: Pompes à engrenage

Elle est constituée par deux engrenages tournant à l'intérieur du corps de pompe (voir la Figure I-17). Le principe consiste à aspirer le liquide dans l'espace compris entre deux dents consécutives et à le faire passer vers la section de refoulement. Ce sont des pompes qui peuvent atteindre des pressions au refoulement de l'ordre de 5 à 30 bars. Les débits peuvent atteindre 300m³/h. La hauteur manométrique maximale est de 50 à 200 m CE. [1]

Avantages et inconvénients de pompes à engrenages :

Tableau I-5: Avantages et inconvénients des pompes à engrenages

Avantages	Inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> - Passage de particules solides, de produits abrasifs et de boues - Débit régulier - Mouvement réversible 	<ul style="list-style-type: none"> - Pas de fonctionnement à sec - Maintenance assez difficile et coûteuse - Encombrement important.

5- Pompes à rotor hélicoïdal :

Elles sont composées de deux engrenages hélicoïdaux : le rotor tourne à l'intérieur du stator. Le mouvement tournant excentré du rotor permet de véhiculer le produit pompé. Ces pompes

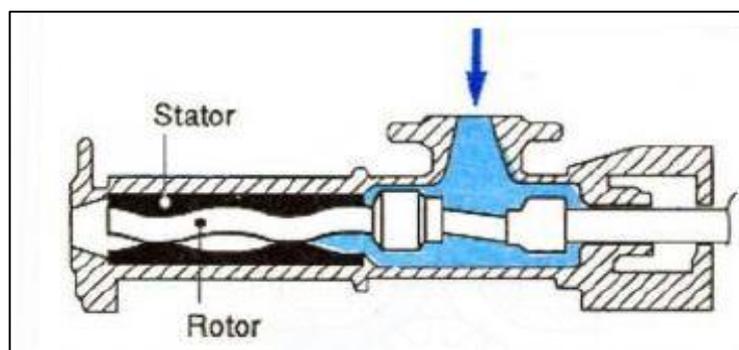


Figure I-18: Pompe hélicoïdale

peuvent atteindre des pressions au refoulement de 20 à 60 bars. Le débit est de 500 m³/h

6- Pompes péristaltiques

L'effet de pompage est obtenu par la compression d'un tube en élastomère par des galets fixés sur le rotor. Les galets, en se déplaçant, entraînent le liquide jusqu'au refoulement. Elles permettent de pomper des liquides très abrasifs et chargés à un débit pouvant aller à 50 m³/h. La pression au refoulement est de 15bars. La hauteur manométrique maximale est de 160 m CE.

Pompe péristaltiques.

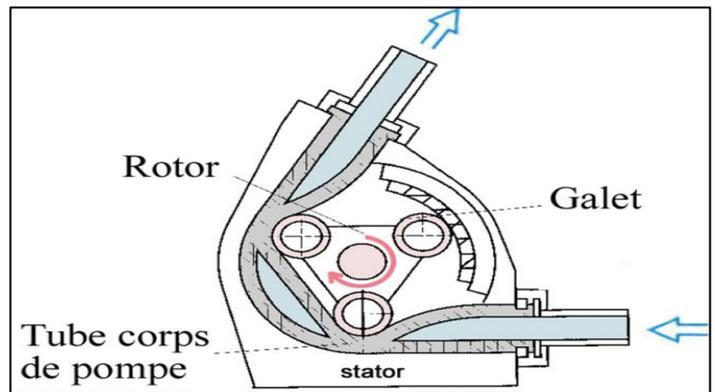


Figure I-19: Pompes péristaltiques

Avantages et inconvénients de pompe péristaltique :

Figure I-20: Avantages et inconvénients de Pompes péristaltiques

Avantages	Inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> - Pompage de produits chargés et abrasifs - Fonctionnement à sec possible - Silencieux, auto-amorçant 	<ul style="list-style-type: none"> - Débit limité - Refoulement très saccadé - Température d'utilisation assez faible - Maintenance préventive : risque de rupture du tube

7- Pompe à vis :

Elles sont formées de deux ou trois vis suivant les modèles. Dans le cas d'une pompe à trois vis, la vis centrale seule est motrice, les deux autres sont entraînées par la première. Dans le cas d'une pompe à deux vis, celles-ci sont souvent toutes deux entraînées par un jeu de pignons extérieurs. Ces pompes peuvent d'atteindre des pressions assez élevées (100 bar). [1]

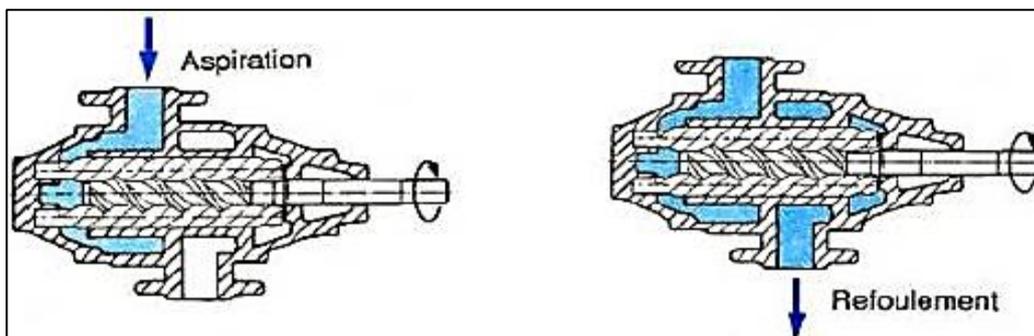


Figure I-21: Pompe à vis (exemple 3 vis)

8- Avantages et inconvénients pompe à vis :**Tableau I-6:** Avantages et inconvénients pompe à vis

avantages	Inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> - Débit régulier - Mouvement réversible - Silencieux 	<ul style="list-style-type: none"> - Elles n'admettent pas le passage de particules solides.

Ces pompes sont caractérisées par le fait que la pièce mobile est animée d'un mouvement alternatif. Les principaux types des pompes sont les suivants : à membrane ou à piston.

Les pompes volumétriques alternatives usuelles font appel à deux principes :

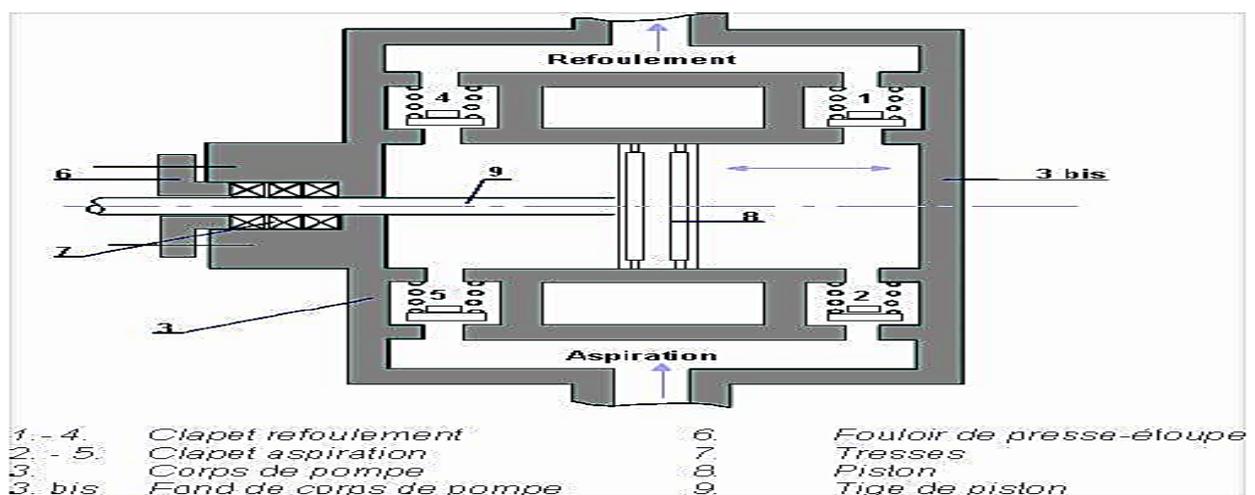
- ❖ Déplacement d'un piston animé d'un mouvement alternatif
- ❖ Déformation d'une membrane

9- Pompes à piston :

Le principe est d'utiliser les variations de volume occasionné par le déplacement d'un piston dans un cylindre. Ces déplacements alternatifs dans un sens ou dans l'autre produisent des phases d'aspiration et de refoulement. Ces pompes peuvent atteindre des pressions de refoulement jusqu'à 25 bars.

Elles peuvent être à simple effet, dans ce cas, le piston n'a qu'une seule phase active (premier temps : aspiration, deuxième temps : refoulement) sur les deux que comporte le cycle.

Elles peuvent être à double effet, dans ce cas, le piston est actif dans les deux phases, celles-ci

**Figure I-22:** Pompe à piston

étant à la fois phase d'aspiration et phase de refoulement. Cela permet un débit deux fois plus important et une régularité plus grande dans le débit.

Avantages et inconvénients des pompes à piston :

Tableau I-7: Avantages et inconvénients des pompes à piston :

Avantages	Inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> - Fonctionnement à sec sans dommage - Bon rendement - Pression au refoulement très importante - débit réglable 	<ul style="list-style-type: none"> - Débit limité en moyenne de 80m³/h - Viscosités assez faibles - Pompage de particules solides impossible - Pompe ne fonctionne bien que si l'étanchéité est parfaite entre le cylindre et le piston - Pulsations importantes au refoulement

10- Pompes volumétriques alternatives à membrane :

Le déplacement du piston est remplacé par les déformations alternatives d'une membrane en matériau élastique (caoutchouc, élastomère, etc...).

Ces déformations produisent les phases d'aspiration et de refoulement que l'on trouve dans toute pompe alternative. Actuellement, les pompes à membranes sont constituées de deux membranes, ce qui permet d'avoir des pompes à double effet.

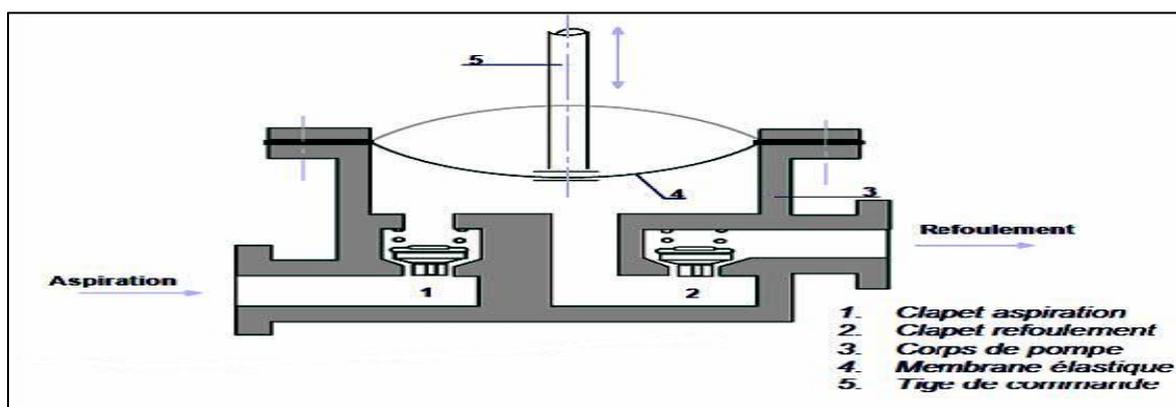


Figure I-23: Pompe à membrane

Avantages et inconvénients des pompes à membrane :**Tableau I-8:** Avantages et inconvénients des pompes à membrane

Avantages	Inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> - Fonctionnement à sec sans dommage - Propreté absolue du liquide pompé (chargé, abrasif, acide, visqueux ou non). - Bon rendement (90 %) 	<ul style="list-style-type: none"> - Débit limité au moyenne de 80m³/h - Viscosités assez faibles - Pompage de particules solides impossible - Bon fonctionnement que si l'étanchéité est parfaite entre le cylindre et le piston - Pulsations importantes au refoulement (système amortisseur indispensable). - Températures inférieures à 150°C

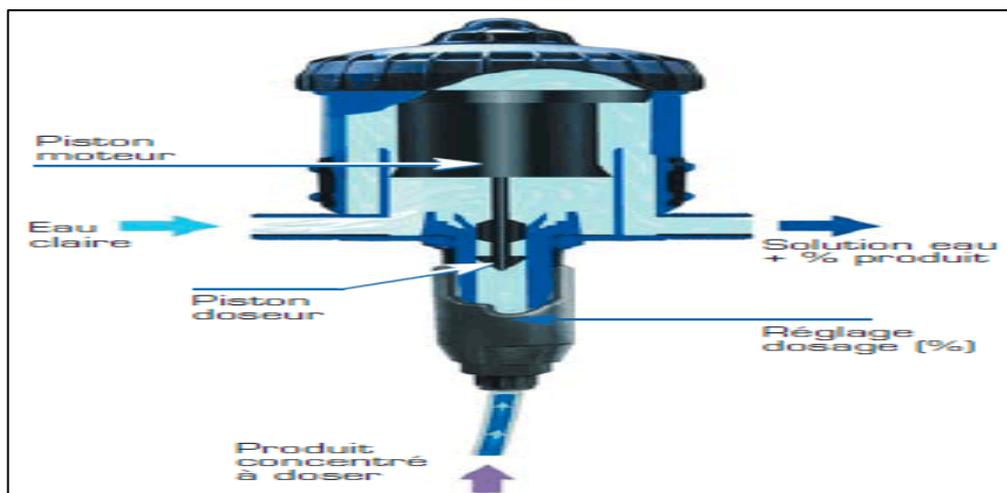
11- Pompes doseuses :

Elles sont essentiellement à piston ou à membrane. L'introduction d'un débit bien déterminé de liquides est rendu possible grâce à un dispositif précis de réglage de la course du piston et de sa fréquence. Elles ont des débits relativement faibles et peuvent mettre en œuvre des pressions au refoulement allant jusqu'à 300 bars.

Elles sont auto-amorçages mais n'acceptent que des viscosités faibles. [1]

Principales applications sont :

- le dosage fin de produits chimiques
- l'injection de carburant pour les véhicules automobiles

**Figure I-24:** Pompe doseuse

II.6 Turbopompes

Les turbopompes se composent de deux parties principales :

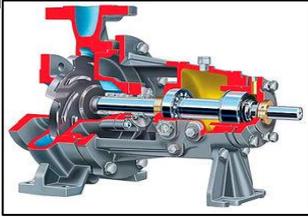
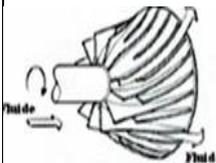
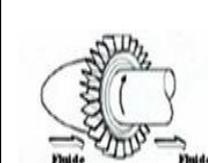
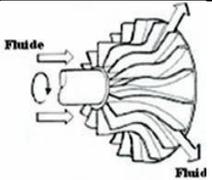
Rotor : qui communique au liquide un mouvement de rotation par l'intermédiaire d'aubes ou d'ailettes et qui est fixé sur un arbre supporté par des paliers et couplé au moyen d'un dispositif rigide ou flexible.

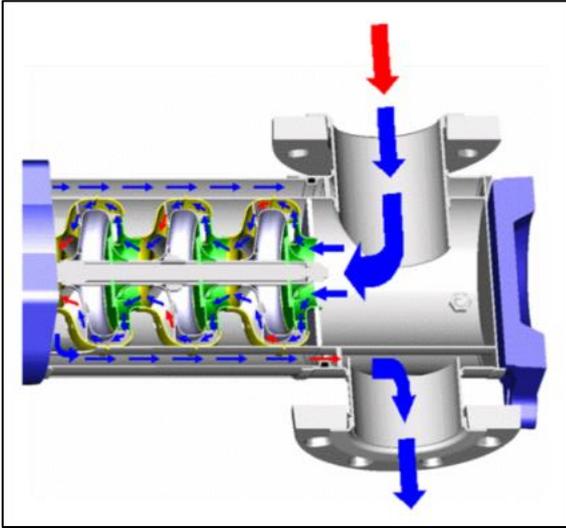
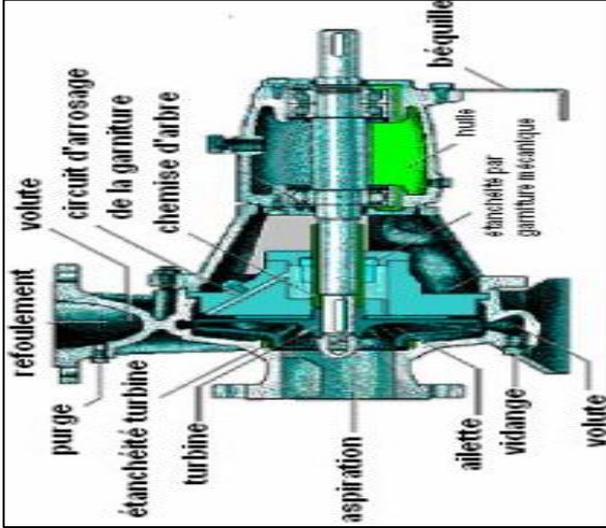
Corps de pompe : dont le rôle est de diriger le liquide en lui donnant un accroissement de pression, comprenant des orifices d'aspiration et de refoulement et il supporte des paliers et sert d'habitacle pour l'équipage mobile.

II.3.1 Classification des pompes turbopompe :

Les pompes centrifuges sont classées selon la trajectoire du fluide, le nombre des roues et la position de l'axe de la pompe, la pression engendrée, la destination.

Tableau I-9: Classification des pompes turbopompes

Nombre d'étages		Trajectoire des fluides		
Pompe multicellulaire	Pompe monocellulaire	Ecoulement diagonal	Ecoulement axial	Ecoulement radial
<p>Ces pompes composées des étages placés en série.</p> <p>Chaque étage correspond à une vingtaine d'étage, et dépasser une pression de refoulement de 400 bars, pour un débit de 1000 m³/h.</p> <p>Un piston, ou un disque d'équilibrage reprend l'ensemble des poussées axiales</p>	<p>Elle compose d'une roue et d'une volute ou corps de pompe, qui joue le rôle du diffuseur de la pompe</p>	<p>Le fluide se déplace sur des surfaces de révolution coaxiale à l'axe de la roue,</p> <p>Exemple : la pompe hélico-centrifuge.</p>	<p>Le fluide se déplace dans des cylindres coaxiaux à l'axe de la roue,</p> <p>Exemple : la pompe axiale</p>	<p>Le fluide se déplace dans des plans normaux à l'axe de la roue,</p> <p>Exemple : la pompe centrifuge.</p>
				

La position des axes	
Pompe à axe verticale	Pompe à axe horizontal
ces pompes verticales sont submergées ou immergées, elles sont spécialement conçues pour l'équipement des puits profonds	Cette disposition est la plus classique, elle est adoptée généralement pour les pompes simplifiées.
	

Avantages et inconvénients de turbopompe :

Avantages	Inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> - Ce sont des machines de construction simple, sans clapet ou soupape, d'utilisation facile et peu coûteuses. - pour caractéristiques égales, elles sont plus compactes que les machines volumétriques. - Le rendement est souvent meilleur. - Elles sont adaptées à une très large gamme de liquides. - Le débit est régulier. - En cas de colmatage partiel ou d'obstruction de la conduite de refoulement, la pompe centrifuge ne subit aucun dommage et l'installation ne risque pas d'éclater. 	<ul style="list-style-type: none"> - Impossibilité de pomper des liquides trop visqueux. - Production d'une pression différentielle peu élevée (de 0,5 à 10 bar). - A l'arrêt ces pompes ne s'opposent pas à l'écoulement du liquide par gravité (donc des vannes à prévoir).

II.7 Pompes centrifuges :

Les pompes centrifuges sont des machines roto-dynamiques destinées pour le transport des liquides. Ce sont les machines les plus utilisées aussi bien sur le plan industriel que dans le domaine domestique. La pompe centrifuge est une machine tournante qui grâce à un rotor à aubes convenablement orientées augmente l'énergie cinétique et projette à l'aide de la force centrifuge le liquide à la périphérie sur la volute.

A la sortie et à l'aide d'un divergent, une grande partie de l'énergie cinétique se transforme en pression motrice. [1]

II.4.1 Composants d'une pompe centrifuge :

Une pompe centrifuge dans sa forme la plus simple est constituée d'une roue munie d'ailettes radiales tournantes à l'intérieur d'une enveloppe (corps de pompe).

Elle se compose de trois organes principaux, qui sont :

1. le distributeur
2. le rotor (roue)
3. le récupérateur

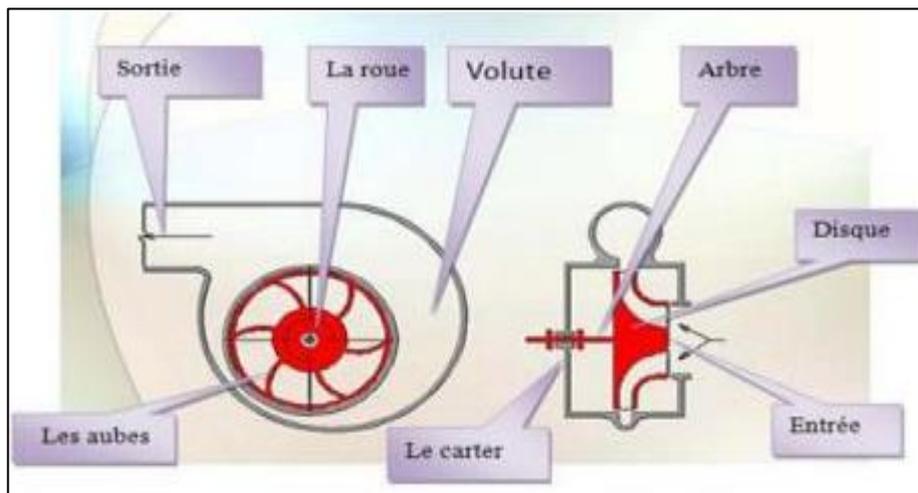


Figure I-25: Composants d'une pompe centrifuge

- **Distributeur** : Le rôle du distributeur, situé en amont de la roue, est de permettre une accélération et une meilleure orientation des filets fluides à l'entrée de la roue. Il se réduit à une simple tuyauterie pour les pompes monocellulaires.

- **Roue (rotor)** : C'est l'organe principal de la pompe. Elle comporte des aubes ou ailettes qui grâce à leur interaction avec le liquide véhiculé transforme l'énergie mécanique en une énergie cinétique. Elles peuvent être :

- ✓ Ouvertes sans flasque : les aubes sont reliées seulement au moyeu

- ✓ Semi-ouvertes avec un seul flasque arrière
- ✓ Fermés avec deux flasques ou trois

Toutes ces roues centrifuges sont alimentées axialement par le liquide qui, après circulation dans les canaux, sort radialement par rapport à l'axe de rotation. [1]

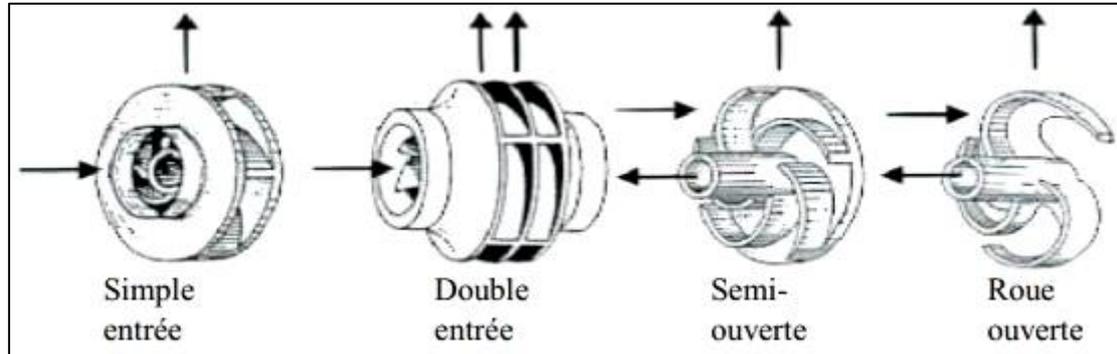


Figure I-26: Types de roue

- **Récupérateur** : Un organe fixe qui collecte le liquide à la sortie du rotor et le canalise vers la sortie de la pompe avec la vitesse désirée, durant cette opération une transformation pareille de l'énergie de pression tient lieu.

Le récupérateur se compose en générale de deux organes :

- Diffuseur : Avec ou sans aubages, cet organe permet de transformer une partie d'énergie cinétique due à la vitesse et d'orienter correctement le fluide à la sortie de la roue pour son entrée dans la volute ou dans le distributeur de l'étage suivant.
- Volute : Un collecteur du liquide venant du diffuseur, elle assure la transformation de l'énergie cinétique en énergie de pression, et la canalisation du liquide vers la section de sortie de la pompe.

II.8 Evolution du fluide à l'intérieur de la roue :

Le liquide arrive à la roue de la pompe parallèlement à son axe de rotation et se dirige vers les canaux formés par les aubes. Après avoir parcouru ces canaux, le liquide sort de la roue.

A l'intérieur de la roue le liquide est soumis à des mouvements :

- Mouvement d'entraînement (mouvement de rotation avec le rotor de la pompe)
- Mouvement relatif (déplacement de liquide par rapport à la surface intérieure de la roue)
- ✓ Le mouvement de la particule est caractérisé par :

\mathbf{a}_1 : La vitesse d'entraînement \vec{U}

\mathbf{b}_1 : La vitesse relative \vec{W}

La vitesse absolue \vec{V} qui est la somme de ces deux vitesses.

$$\vec{V} = \vec{U} + \vec{W} \quad \text{I— 47}$$

Avec :
$$U = \omega \cdot r \quad \text{I— 48}$$

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} \quad \text{I— 49}$$

r : Rayon du point considéré en (m)

Quand l'eau remplit l'espace compris entre deux aubages successifs, elle est animée du fait de la rotation, d'une vitesse relative W par rapport à ces aubages et qui se comporte avec la vitesse tangentielle (d'entraînement) précédente pour donner une vitesse absolue V .

Grâce à ces vitesses on peut construire les triangles des vitesses à l'entrée et à la sortie de la roue mobile tout en supposant que la vitesse relative est tangente à la surface d'aubes, tandis que la vitesse d'entraînement est tangente à la circonférence de la roue. On désigne par l'indice (1) toutes les grandeurs qui se rapportent à l'entrée de la roue, et par l'indice (2) les grandeurs qui se rapportent à la sortie de la roue.

Soit r_1 et r_2 les rayons de la roue, donc nous aurons : $U_1 = r_1 \omega$ et $U_2 = r_2 \omega$

Avec : $U_2 > U_1$

- V_{m1} et V_{m2} : sont respectivement les composantes radiales absolues à l'entrée et à la sortie des particules dans la roue

- α_1 et α_2 : angles des vitesses absolues à l'entrée et à la sortie de la roue

- β_1 et β_2 : angles des vitesses relatives à l'entrée et à la sortie de la roue ou angle d'inclinaison

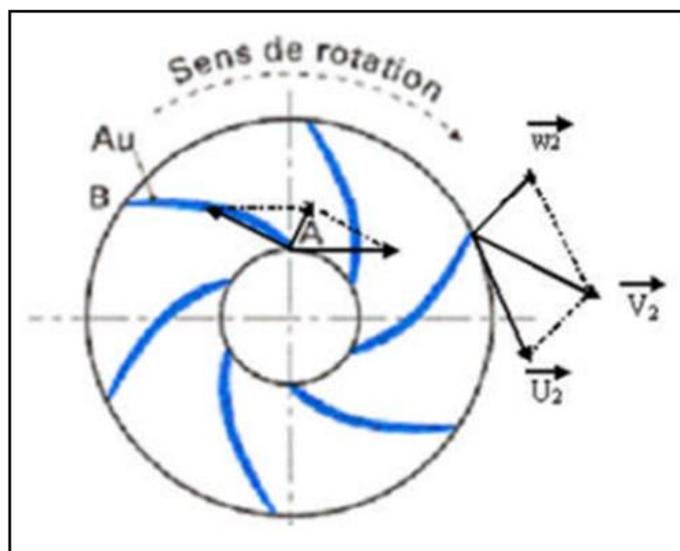


Figure I-27: Direction de vitesse dans la pompe

des aubes

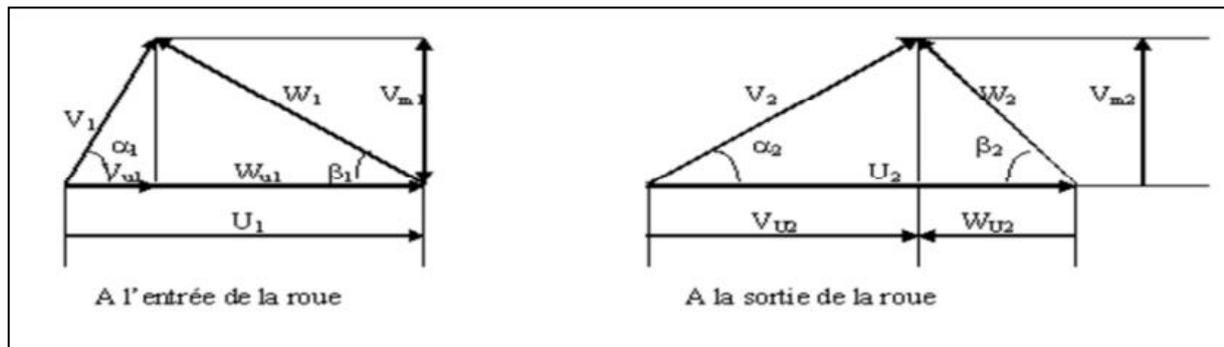


Figure I-28: Triangles de vitesse dans la roue

- \vec{V}_1 : Vitesse d'entraînement dirigée suivant la tangente à la roue
- \vec{W}_1 : Vitesse relative par rapport à la roue
- \vec{V}_u : Vitesse périphérique (projection de la vitesse absolue V sur la tangente de la roue)
- \vec{V}_m : Vitesse méridienne (projection de la vitesse absolue V sur le plan méridien)
- \vec{V}_r : Vitesse radiale (projection de la vitesse absolue V sur le rayon)

II.9 Equation fondamentale des turbopompes :

Equation d'Euler :

On suppose que l'écoulement absolu est permanent, nous avons appliqué le théorème de quantité de mouvement au fluide contenu dans une surface de référence cylindrique contenant la roue de nombre infiniment des aubes d'épaisseur nulle, le changement géométrique de la vitesse absolue de V_1 en V_2 et le changement de mouvement des vitesse dans le sens périphérique de

$$r_1 V_1 \cos \alpha_1 \text{ Ou } r_2 V_2 \cos \alpha_2 \quad \text{I— 50}$$

Le mouvement du couple moteur transmis par l'arbre à la roue mobile égale :

$$C = \rho Q_v (r_2 V_2 \cos \alpha_2 - r_1 V_1 \cos \alpha_1) \quad \text{I— 51}$$

La puissance fournie au liquide par la roue de la pompe :

$$P = C \cdot \omega = \rho Q_v \omega (r_2 V_2 \cos \alpha_2 - r_1 V_1 \cos \alpha_1) [W] \quad \text{I— 52}$$

$$P = \rho Q_v (\omega r_2 V_2 \cos \alpha_2 - \omega r_1 V_1 \cos \alpha_1)$$

Avec :

$$\omega r_1 = U_1 \quad \text{I— 53}$$

$$\omega r_2 = U_2 \quad \text{I— 54}$$

$$\text{Alors : } P = \rho Q_v (U_2 V_2 \cos \alpha_2 - U_1 V_1 \cos \alpha_1) \quad \text{I— 55}$$

Après élimination des fonctions trigonométriques de cette dernière

$$- U_1 V_1 \cos \alpha_1 = \frac{1}{2} (U_1^2 + V_1^2 - W_1^2)$$

$$- U_2 V_2 \cos \alpha_2 = \frac{1}{2} (U_2^2 + V_2^2 - W_2^2)$$

On obtient :

$$P = \bar{\omega} Q_v \left[\frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} + \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} + \frac{W_2^2 - W_1^2}{2g} \right] \quad \text{I— 56}$$

- $\bar{\omega}$: Le poids spécifique du mètre cube de liquide refoulé

- $\frac{V_2^2 - V_1^2}{2g}$: Accroissement unitaire de l'énergie cinétique du liquide du au changement de vitesse V_1 à V_2

- $\frac{U_2^2 - U_1^2}{2g}$: Accroissement unitaire de l'énergie de pression produit par la force centrifuge

- $\frac{W_2^2 - W_1^2}{2g}$: Accroissement unitaire de l'énergie relative au passage par les canaux divergents de la roue

Comptent des relations de la figure de diagrammes de vitesse :

$$- V_1^2 = V_{u1}^2 + V_{m1}^2$$

$$- V_2^2 = V_{u2}^2 + V_{m2}^2$$

$$- W_1^2 = W_{u1}^2 + W_{m1}^2$$

$$- W_2^2 = W_{u2}^2 + W_{m2}^2$$

L'équation devient :

$$P = \bar{\omega} Q_v \left[\frac{V_{u2}^2 - V_{u1}^2}{2g} + \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} + \frac{W_{u2}^2 - W_{u1}^2}{2g} \right] \quad \text{I— 57}$$

- Hauteur d'élévation théorique dans le cas d'une roue à nombres d'aube indéfiniment grand d'une pompe centrifuge :

La hauteur d'élévation théorique (hauteur d'Euler) est donnée par :

$$P = \bar{\omega} Q_v H_{th\infty} \quad \text{I— 58}$$

Après substitution aux termes correspondants aux valeurs donnée par les dernières équations on obtient :

$$H_{th\infty} = \left[\frac{V_{u2}^2 - V_{u1}^2}{2g} + \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} + \frac{W_{u2}^2 - W_{u1}^2}{2g} \right] \quad \text{I— 59}$$

- $\frac{V_{u2}^2 - V_{u1}^2}{2g}$: Hauteur dynamique d'élévation (effet du changement des vitesses absolues)

- $\frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} + \frac{\omega_{u2}^2 - \omega_{u1}^2}{2g}$: Hauteur potentielle d'élévation (effet de l'action des forces centrifuges et

de la réduction de la vitesse relative de \vec{W}_1 à \vec{W}_2)

Pour un débit donné et une vitesse de rotation donnée cette énergie ne dépend que des angles d'entrée et de sortie du fluide mais non pas du trajet suivi à l'intérieure de la roue.

En générale il n'y a pas de roue directrice modifiant la direction d'amenée du liquide avant l'entrée de la roue donc l'arrivée du liquide à l'entrée de la roue et radial

- $\alpha = 90^\circ$

- $\cos 90^\circ = 0$

D'où : $U_1 V_1 \cos \alpha_1 = 0$

Et $U_2 V_2 \cos \alpha_2 = V_{u2}$

V_{u2} : Composante tangentielle de V_2

L'équation devient plus simple :

$$H_{th\infty} = \frac{V_{u2}^2}{U_2} \frac{U_2^2}{g}$$

Hauteur d'élévation théorique pour $\alpha = 90^\circ$

On déduit que $H_{th\infty}$ et proportionnelle à V_{u2}^2

➤ Coefficient de pression ψ

$$H_n = \eta_h H_{th} \quad \text{I— 60}$$

$$H_n = \eta_h \frac{V_{u2}^2}{U_2} \frac{U_2^2}{g} \quad \text{I— 61}$$

On note

$$H_n = \psi \frac{U_2^2}{g} \quad \text{I— 62}$$

Avec :

$$\psi = \eta_h \frac{V_{u2}^2}{U_2^2} \quad \text{I— 63}$$



Figure I-29: Sortie de la pompe

➤ **Coefficient de vitesse φ :**

A la sortie de la pompe le débit Q_v proportionnel à la vitesse radiale V_{r2}

$$Q_v = \pi D_2 b_2 V_{r2} \quad \text{I— 64}$$

$$Q_v = 4 \frac{b_2 V_{r2}}{D_2 U_2} \frac{\pi D_2^2}{4} U_2 = \varphi \frac{\pi D_2^2}{4} U_2 \quad \text{I— 65}$$

Avec :

$$\varphi = 4 \frac{b_2 V_{r2}}{D_2 U_2} \quad \text{I— 66}$$

Tableau de comparaison entre les pompes volumétriques et les Pompes centrifuges.

Tableau I-10: Tableau de comparaison entre les pompes volumétriques et les pompes centrifuges

	Pompes centrifuges	Pompes volumétriques
Mécanique	- Met le liquide en mouvement, ce qui crée une pression à la sortie (une pression apparaît, entraînant un débit).	- Isole une certaine quantité de liquide et la transfère de l'orifice d'aspiration à celui de refoulement (un débit est créé, entraînant une pression).
Performance	- Le débit dépend de la pression variable.	- Le débit est constant quelle que soit la pression.
Viscosité	- Le rendement diminue avec l'augmentation de la viscosité à cause des pertes par frottement dans la pompe	- Le rendement augmente avec la viscosité.
Rendement	- Rendement optimal en un point. À des pressions différentes, le rendement diminue	- Le rendement augmente avec la pression.
Conditions d'entrée	- Le liquide doit être dans la pompe pour créer un différentiel de pression - Auto-amorçage d'une pompe à sec impossible	- Une pression négative est créée à l'orifice d'entrée. - Auto-amorçage d'une pompe à sec possible

Choix de la pompe : L'utilisation d'un type de pompes ou d'un autre dépend des conditions d'écoulement du fluide. De manière générale, si on veut augmenter la pression d'un fluide on utilisera les pompes volumétriques, si on veut augmenter le débit on utilisera les pompes centrifuges.

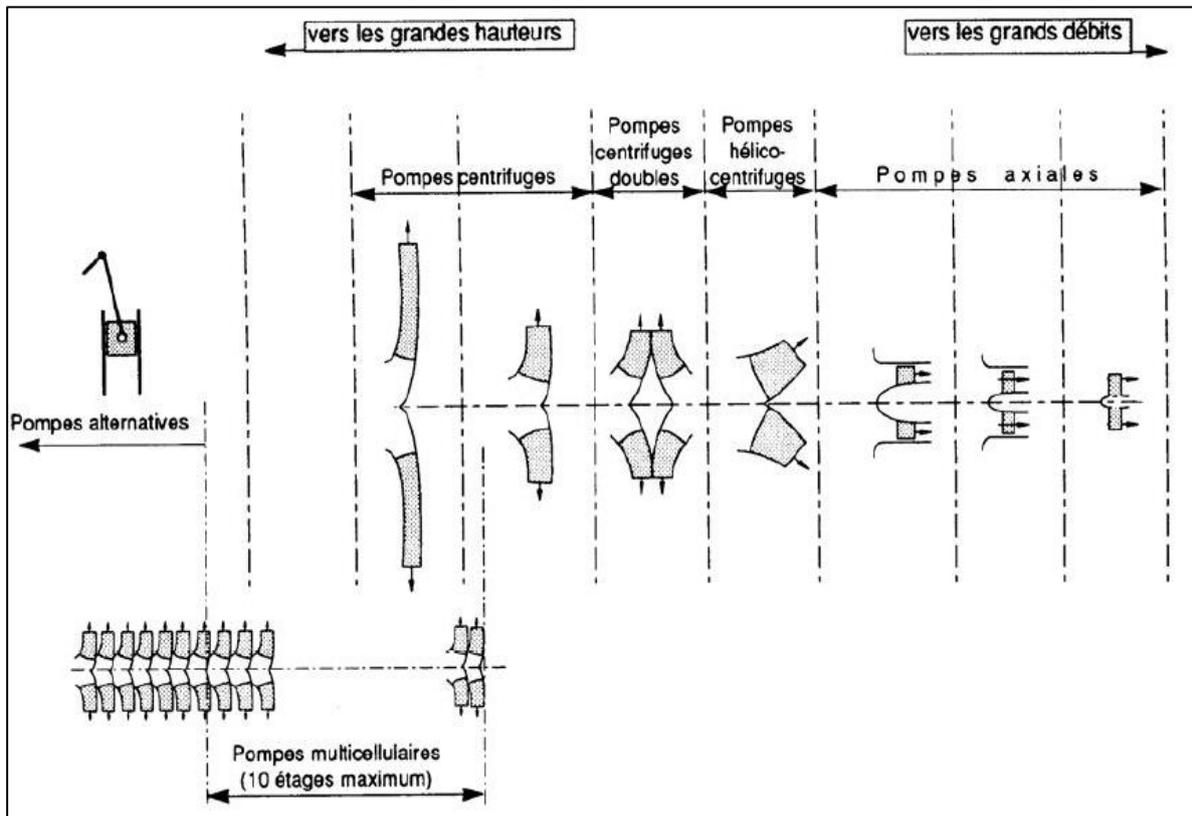


Figure I-30: Choix de pompe

II.10 Théorie des pompes centrifuges :**La vitesse de rotation ω [tr/min] :**

C'est le nombre de tours qu'effectue la pompe par unités de temps.

$$\omega = 2\pi \cdot \frac{n}{60} \quad \left[\frac{rd}{sec} \right] \quad I-67$$

Débit Q :

Quantité de liquide débitée par la pompe dans l'unité de temps, on exprimée en [m³/h].

Puissance :

➤ Puissance utile (P_u) : travail réalisé par la pompe :

$$P_u = \rho \cdot g \cdot Qv \cdot H_{MT} \quad [W] \quad I-68$$

Puissance utile

Avec :

- ρ : Masse volumique de fluide [Kg/m³]
- g : Gravité [m/s² ou N/Kg]
- Q : Débit volumique [m³/s]
- H_{MT} : Hauteur manométrique d'une pompe [m]

➤ Puissance absorbée (P_a) : fournie sur l'axe de la pompe.

$$P_a = C \cdot \omega = C \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{n}{60} \quad [W] \quad I-69$$

Puissance absorbée

Avec

- C : Couple moteur [N.m]
- ω : Vitesse de rotation [rad/s]
- n : Le nombre de rotation
- Rendement (η)

Rendement globale de la pompe η_g :

$$\eta_g = P_u / P_a \quad \text{ou} \quad \eta_g = \eta_h \cdot \eta_v \cdot \eta_m \quad I-70$$

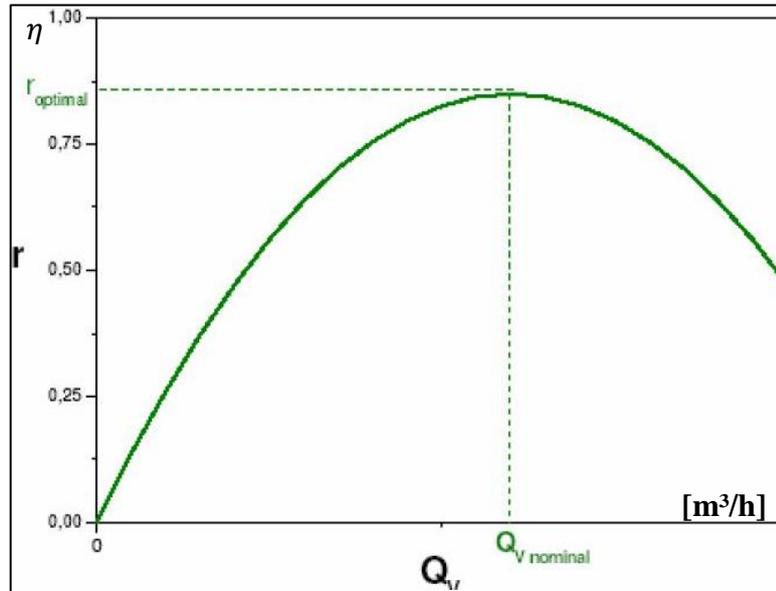


Figure I-31: Rendement en fonction de débit

Avec

η_h : Le rendement hydraulique :

$$\eta_h = \frac{h_n}{h_{th}} \quad \text{I— 71}$$

- h_n : Hauteur recueillie en [m]

$$h_n = h_{th} - \sum J$$

- $\sum J$: Pertes de charge de la roue [m]

- h_{th} : La hauteur théorique [m]

η_v : Le rendement volumétrique :

$$\eta_v = \frac{Q_v}{Q_v + Q} \quad \text{I— 72}$$

- Q_v : Le débit de l'eau

- Q : Le débit des pertes de fuite dans le joint à l'extérieur de la roue

η_m : Le rendement mécanique :

$$\eta_m = \frac{P_i}{P} \quad \text{I— 73}$$

- P_i : Puissance absorbée par la roue

- P : Puissance fournie

Pertes de charge dans la pompe :

Les pompes produisent des pertes naturelles en cours de fonctionnement, résultant de l'interaction entre le fluide et le mécanisme frictionnel qui se produit à l'intérieur et à l'extérieur de ses composantes. Pour comprendre d'où viennent ces pertes en service, passer en revue les différents types de pertes qui se produisent dans les pompes, classées pertes intérieures ou extérieures.

Pertes intérieures :

- Pertes de charge : produites par la viscosité et la turbulence du fluide (exemple : le choc à l'entrée du diffuseur).
- Pertes par fuites : produites par l'écart qui existe obligatoirement entre les pièces en mouvement et les pièces fixes.
- Pertes par friction intérieure : une roue (impulser) de pompe centrifuge comporte des surfaces inactives, indépendantes de son travail de transmission d'énergie au fluide, produisant une augmentation de la friction visqueuse. Ce qui entraîne des pertes par friction intérieure dans le fluide.

Pertes extérieures :

- Fuites extérieures : elles se produisent là où l'arbre traverse le carter de la machine. Une partie du débit qui arrive à la pompe est détournée de son arrivée à l'entraînement et il y a déperdition.
- Pertes par friction extérieure : produites par la friction mécanique dans la garniture de l'arbre ou le roulement de la pompe.

✓ **Hauteur manométrique totale (H_{MT}) :**

C'est la somme de la hauteur géométrique dans les niveaux du liquide et les pertes de charge causées par de frottements intérieurs qui se forment au passage du liquide dans les tuyaux, dans la pompe et les accessoires hydrauliques.

$$H_{MT} = H_{TR} \pm H_{TA} \quad \text{I— 74}$$

La hauteur varie avec le débit et est représentée par la courbe caractéristique $H = f(Q)$

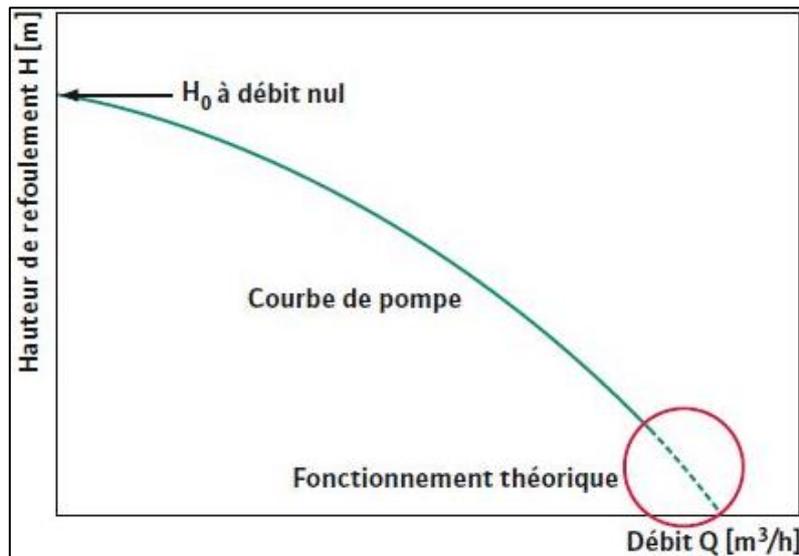


Figure I-32: Hauteur manométrique en fonction de débit

NPSH :

Le NPSH est une valeur importante de la pompe centrifuge (Net Positive Suction Head). Il indique la pression minimale requise par ce type de pompe afin de fonctionner sans cavitation, c'est-à-dire la surpression nécessaire pour empêcher l'évaporation du fluide et le conserver à l'état de liquide.

Le NPSH dépend, d'une part de la construction de la pompe : type de roue, vitesse de rotation. D'autre part des conditions de fonctionnement : la température du fluide, la charge d'eau et la pression atmosphérique.

On distingue le NPSH de l'installation $NPSH_{disponible}$ et le NPSH de la pompe $NPSH_{requis}$.

- P_{atm} : pression atmosphérique (dépend de l'altitude) en [Pa]
- P_v : pression absolue [Pa] de vaporisation
- J_{asp} : pertes de charge de la conduite d'aspiration en [Pa]
- H_h : charge hydraulique du fluide

$$H_h = \rho \cdot g \cdot Z \quad [pa] \quad I-75$$

- Z : hauteur géométrique (d'aspiration ou de refoulement ou les deux) en mètre d'eau
- ρ : La masse volumique de liquide
- g : pesanteur [m/s^2]

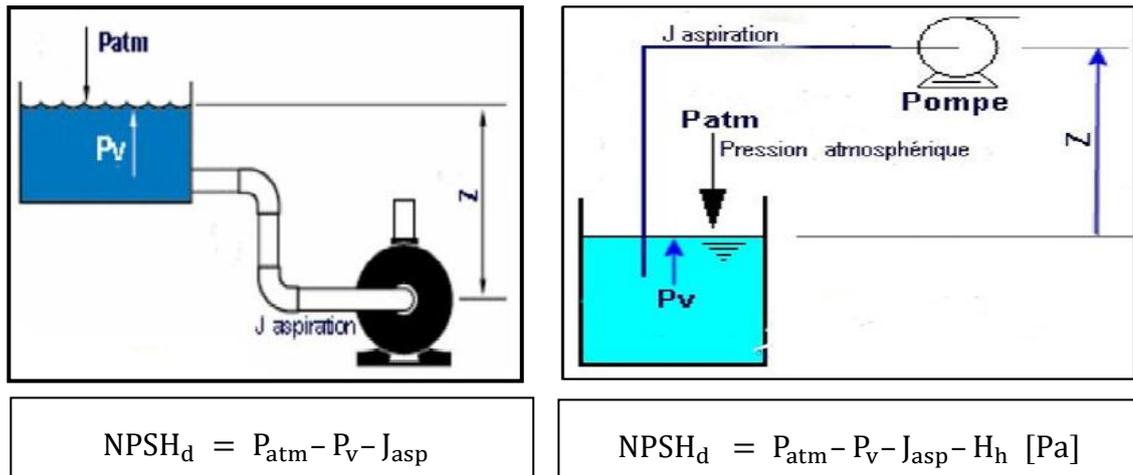


Figure I-33: NPSH disponible pour la pompe en aspiration et en charge

Une pompe fonctionne dans des conditions d'aspiration d'autant meilleures que la différence $NPSH_d - NPSH_r$ est grande. On estime nécessaire de se réserver une marge de sécurité d'au moins 0,5 [m] et donc d'avoir : $NPSH_d > NPSH_r + 0.5m$

II.11 Problèmes de fonctionnement de la pompe :

La rupture de fonctionnement d'une pompe peut être causée par plusieurs facteurs :

1- Surcharge :

Une pompe est choisie d'après certaines conditions spécifiques telles que débits, pression, vitesse... qu'elle peut fonctionner de temps à autre surcharge.

Mais si on oublie que ce service devrait être rendu occasionnellement, et qu'on la fait tourner 24 heures par jour sous ce régime, on obtient une rupture de l'arbre ou des paliers grillés.

2- Mauvais graissage :

Si on fait tourner une pompe avec des paliers sans graisse, on finit par un arrêt brutal, dans ce cas, on s'aperçoit souvent de l'absence de graisseur sur la pompe ou sur la pompe concernée n'est pas inscrite dans le plan de graissage. Le fiabiliste doit veiller à la présence des graisseurs le cas échéant ou les retirer dans le cas des roulements graissés à vie.

3- Fluide inadapté :

Si on modifie le critère de pompage en changeant la nature du fluide à véhiculer ou en augmentant la température, les matériaux peuvent ne pas être adaptés, la pompe risque d'être détruite.

4- Fonctionnement à vide :

En cas d'absence de contrôle de démarrage, la vanne de refoulement étant fermée, ainsi que la vanne de by-pass, la pompe peut fonctionner à vide ; le débit est nul, toute la puissance fournie se transforme en chaleur et puisque le liquide ne circule pas, la chaleur produite ne peut être évacuée. Dans ce cas la roue et la garniture seront endommagées.

5- Mauvais alignement :

La pompe et le moteur ne sont pas exactement en face par le défaut de l'accouplement, défaut de fixation ou de fondation. Les paliers et l'arbre seront soumis à des vibrations et finiront par se casser.

6- Fuite :

Le liquide fuit. Si le liquide est acide, les pièces métalliques extérieures qui sont différentes de la partie hydraulique seront attaquées érognées. Une fuite abondante provient de l'usure de la garniture ou d'un défaut de tresse.

7- Corps étranger :

Des particules solides peuvent s'introduire dans le liquide s'il n'y a pas de crépine d'aspiration ou de protection à l'entrée. Elles peuvent détruire les pièces hydrauliques.

8- Cavitation :

La cavitation est le problème majeur dans les pompes. Elle est provoquée par la formation et l'implosion de bulles de gaz provenant de la formation d'une pression négative locale sous l'effet de la pression de vaporisation du fluide pompé à l'entrée de la roue. Cela a pour conséquence un rendement (hauteur manométrique totale) et une efficacité moindres et provoque un fonctionnement irrégulier, du bruit et des dommages à l'intérieur de la pompe.

Pour éviter la cavitation, le fluide pompé doit être soumis à une pression statique minimale. Cette hauteur d'eau d'entrée minimale dépend de la température et de la pression du fluide pompé.

✓ Quelques précautions pour empêcher la cavitation :

- Augmentation de la pression statique
- Diminution de la température du fluide
- Choix de pompe avec hauteur d'entrée d'eau minimale .

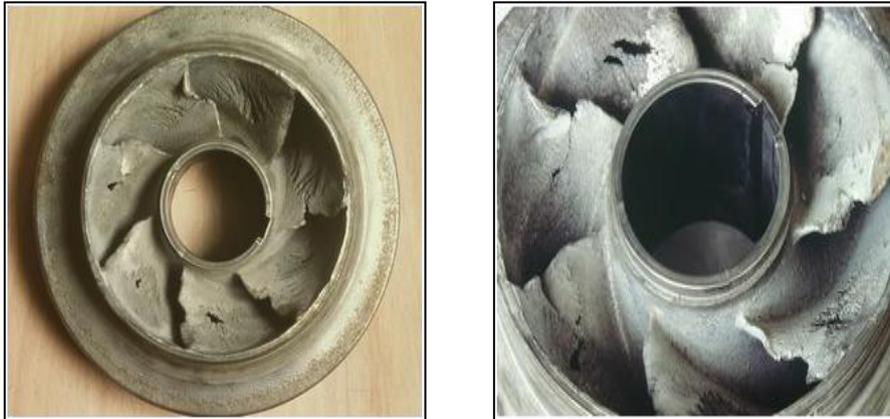


Figure I-35: Problème de cavitation

II.12 Courbes caractéristique de la pompe centrifuge :

L'installation de la pompe dans un système de pompage exige, la connaissance de ses paramètres nominaux, débit nominal Q_v et la hauteur nominale H_n assurés à la vitesse de rotation nominale .

Dans ce but, le fonctionnement des pompes est caractérisé par un ensemble de courbes appelées caractéristiques, dont les plus utilisées sont :

1. Hauteur-débit
2. Puissance-débit
3. Rendement-débit
4. (NPSH) –débit

II.12.1 Courbe hauteur-débit :

On trace cette courbe réelle à partir de la courbe théorique par soustraction des pertes d'énergies. Cette courbe montre la variation de la pression ou hauteur en fonction du débit, ce qui permet aux exploitants d'obtenir la pression désirée par une simple manœuvre de la vanne de refoulement, ce qui change le débit.

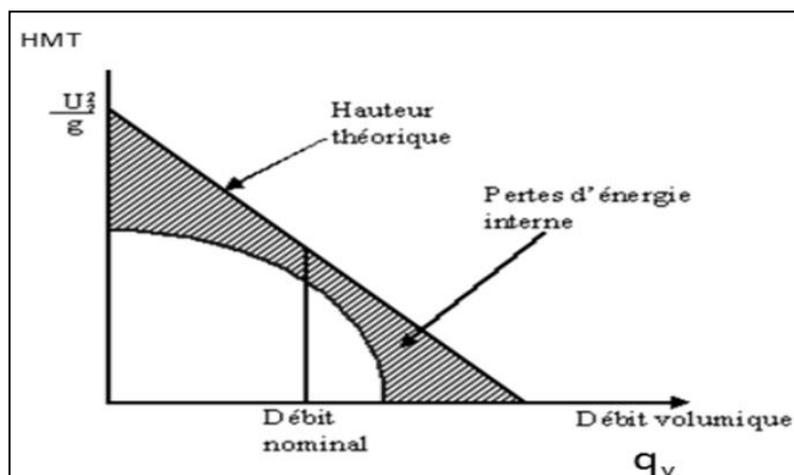


Figure I-36: Courbe de la hauteur en fonction du débit

II.12.2 Courbe Puissance-débit :

Dans les pompes à faible et moyenne vitesse spécifique, les courbes P représentent la puissance absorbée par l'arbre de pompe, ce qui permet de faire le choix de la courbure qui convient, les courbes $P = F(Q_v)$.

Sont régulièrement montantes et atteignent parfois un maximum.

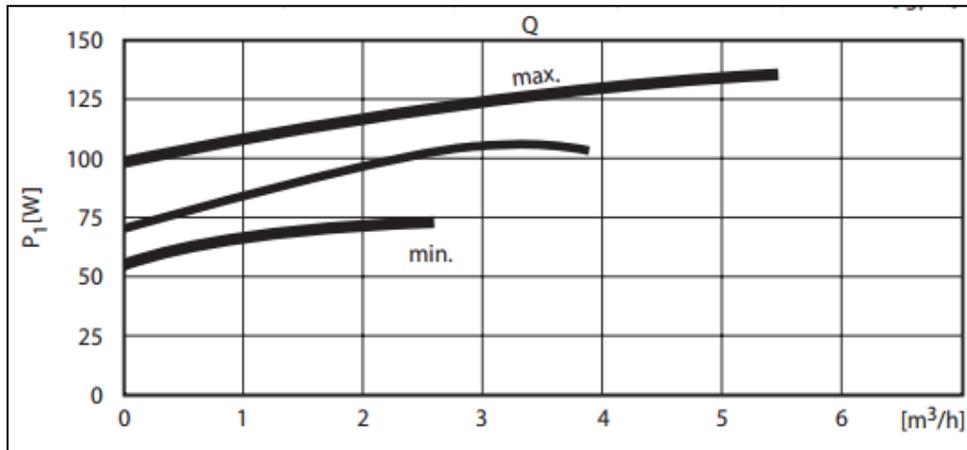


Figure I-37: Courbe de la puissance en fonction de débit

II.12.3 Courbe Rendement-débit :

Le rendement d'une machine est le rapport de sa puissance restituée sur sa puissance fournie. Sur la courbe de pompe, le rendement instantané varie également entre zéro et une valeur maximale.

Lorsque la pompe fonctionne avec vanne fermée, on obtient une forte pression, mais le rendement de la pompe est nul car aucun débit d'eau ne circule. Bien que le débit d'eau soit important, il n'y a pas de pression et le rendement est nul. Le meilleur rendement total de la pompe se trouve au centre de la courbe de pompe. Le rendement (ou performance) d'une pompe dépend de sa conception.

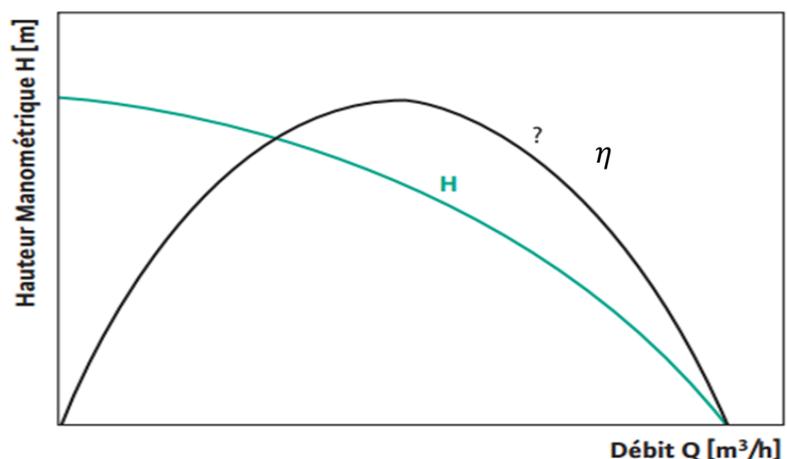


Figure I-38: Courbe de rendement en fonction de débit

II.12.4 Courbe NPSH-débit :

Pour qu'une pompe fonctionne normalement (sans cavitation) , il faut que le NPSH

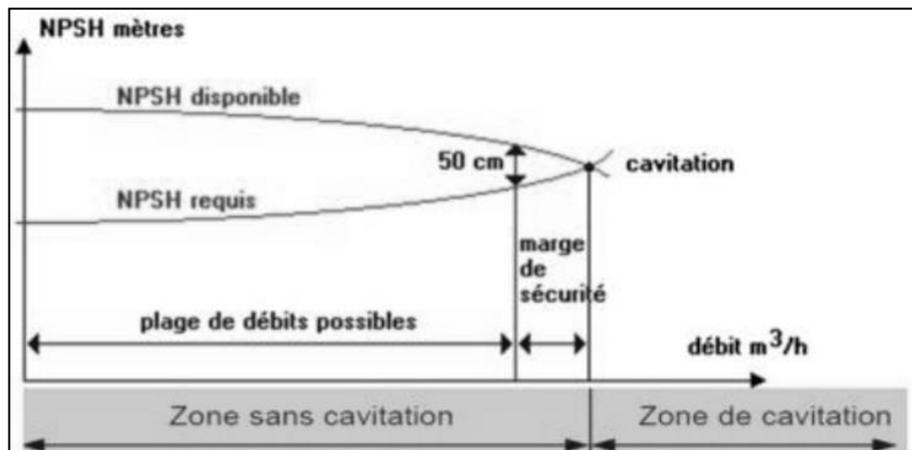


Figure I-39: Courbe de NPSH en fonction de débit

disponible(calculé) soit supérieur au NPSH requis (indiqué par le constructeur).

II.13 Le couplage des pompes :**1/ couplage en parallèle :**

Si les pompes fonctionnent en parallèle, les courbes de pompe sont ajoutées l'une à l'autre .le débit est cumulatif. Ainsi, le débit maximum de deux pompes de même taille double.

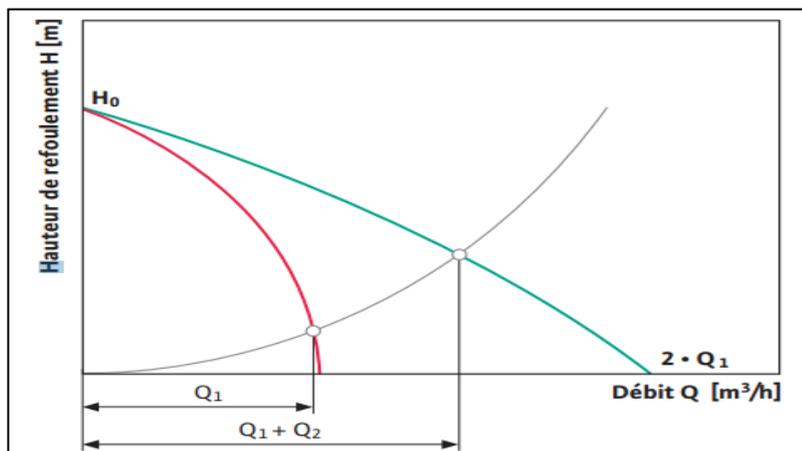


Figure I-40: Courbe de deux pompes en parallèles

2/ couplage en série :

Si deux pompes sont connectées l'une derrière l'autre, les courbes de pompe s'ajoutent. Ainsi, la hauteur de refoulement si $Q = 0$ est doublée pour deux pompes de même dimension.

À l'inverse, deux pompes ne peuvent pas transporter une quantité plus importante de fluide qu'une seule pompe. Mais en peut déplacer à une hauteur plus élevée.

3/ Point de fonctionnement :

Le point d'intersection entre la courbe de pompe et la courbe de réseau .Cela signifie qu'a ce

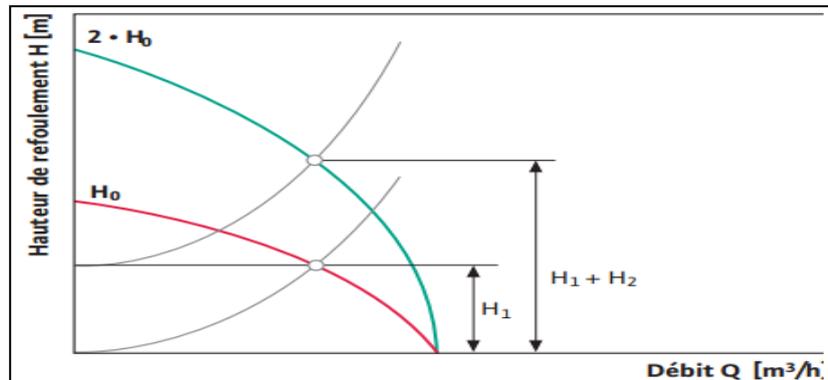


Figure I-41: Courbe de deux pompes en série

point, il y a équilibre entre la génération de puissance de la pompe et la consommation d'énergie requise pour surmonter le liquide dans le système de tuyaux.

Cela génère le débit que la pompe peut produire .Il faut faire attention à ne pas dépasser une valeur de débit minimale. Sinon la surchauffer et être endommagée. Les spécifications du fabricant doivent être respectées.

Lorsque la caractéristique de la pompe est toujours descendante, il n'y a qu'un seul point de fonctionnement possible. Ce point d'intersection détermine le point de régime de fonctionnement de la pompe sur la conduite.

Pour changer le point de fonctionnement du réseau (pompe -conduite) il faut changer la caractéristique de la conduite en fermant la vanne de refoulement ou de réglage.

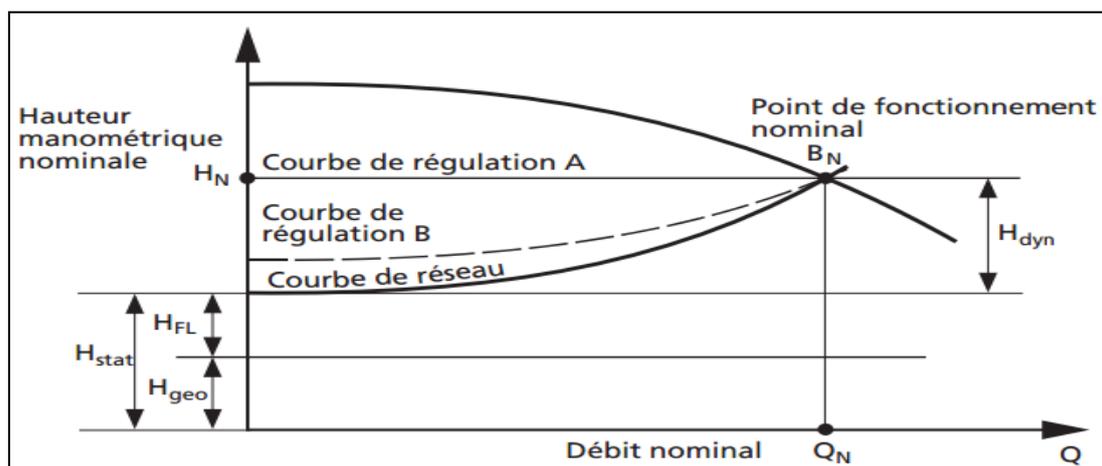


Figure I-42: Point de fonctionnement

H_{FL} : Pression résiduelle (pression souhaitée à l'utilisation)

H_{geo} : Hauteur géométrique (entre les niveaux d'eau)

H_{dyn} : Hauteur manométrique dynamique (pertes de charge)

H_{stat} : Hauteur manométrique statique (part de HMT indépendante de Q)

CHAPITRE III

Calcul des pertes de charge de la station de refoulement de Honaine

II- Chapitre 03

Introduction :

Le bureau d'étude de la direction de l'hydraulique avec la collaboration de la direction de l'Algérienne des eaux (ADE) ont défini les débits de pointe d'eau potable nécessaires à la distribution aux consommateurs de la région de Honâine. Les capacités des réservoirs de transvasement et la détermination des points de fonctionnement des stations de pompage ont été nécessaires pour répondre aux besoins de la population de Honâine.

La station générale de pompage de distribution d'eau potable de Honâine se compose de stations de transvasement au nombre de trois et de stations de pompage au nombre de quatre.

Pour nos calculs on s'est intéressé de quatre réseaux de pompage de distribution

1er réseau : de la position "SP-SDEM " vers le réservoir "Rv-SHP1S-HP1 ", d'où le tronçon 1

2ème réseau : de la position "H-SP1 " vers le réservoir "Rv-Souk Khemis ", d'où le tronçon 2

3ème réseau : de la position "H-SP1 " vers la station de pompage "H-SP3 ", d'où le tronçon 3

4ème réseau : de la position "H-SP3 " vers "BC 1 Bis ", d'où le tronçon 4.

Schéma de la chaîne d'adduction :

Voir schéma « LOA-TEC-00-002-01 Schéma Hydraulique Modifié – Concept Général » de TEC-4 sur la page suivante.

Note :

- Il a été décidé de changer le débit de refoulement de la station HSP4. Cette modification n'est pas encore reprise sur ce schéma. Pour l'analyse fonctionnelle de la station HSP1, cette modification est sans importance particulière.

- Les côtes de tous les ouvrages ont été mises à jour, cependant, il est possible que ces cotes soient modifiées légèrement dans le futur pour HSP-3, BC1 bis, HSP-4 et le réservoir de Lala Seti. Pour le reste des ouvrages, les cotes mentionnées sont conformes aux plans réalisés, et tout changement pourra être envisagé en fonction des contraintes du chantier. Analyse Fonctionnelle de H-SP1 ADE - ETRHB

Calcul des Pertes de Charge d'une Station de Refoulement Honâine

G80056-W0013-U102-A5 Raccordement aval de la station de dessalement d'eau de mer de Tafsout-Honâine Siemens s.a. - Bruxelles 5/ 31Analyse Fonctionnelle de H-SP1 ADE - ETRHB G80056-W0013-U102-A5 Raccordement aval de la station de dessalement d'eau de mer de Tafsout-Honâine

Description générale de la chaîne d'adduction de Honâine :

Pour le raccordement aval de la station de dessalement de Tafsout - Honâine au réseau d'eau potable, la chaîne d'adduction suivante sera mise en place :

- ❖ La chambre de vanne à la sortie de la SDEM de Tafsout – Honâine avec sa protection anti-bélier permettant d'isoler la SDEM du reste de la chaîne.
- ❖ La station de pompage "**H-SP1**" de Souk El Khemis, avec sa bache d'aspiration d'un volume de 5.000 m³.

Q = 2.292 l/s (débit total) ; Hauteur statique = 107,70 m ; 4 pompes+1 pompe de réserve,

Chaque groupe motopompe a une puissance unitaire de 900 kW.

- ❖ Le réservoir tampon "**RT1**" de Souk El Khemis Capacité de 5.000 m³
- ❖ La deuxième station de pompage "**H-SP2**" de Ain-Youcef avec son réservoir à l'aspiration "**RT2**" d'un volume de 20.000 m³.

Q = 1.100 l/s ; Hauteur statique = 134.4 – 139.9 m

2+1 lignes pompes booster, chaque ligne étant composée de 2 groupes motopompes en série, chaque groupe motopompe a une puissance unitaire de 710 kW.

- ❖ Le réservoir tampon de Sikkak Capacité de 20.000 m³
- ❖ La station de pompage "**H-SP3**" avec sa bache d'aspiration d'un volume de 1.500 m³.

Q = 1.100 l/s ; Hauteur statique = 157.2 – 162.7 m

2+1 lignes pompes booster, chaque ligne étant composée de 2 groupes motopompes en série, chaque groupe motopompe a une puissance unitaire de 710 kW.

- ❖ La brise charge "**BC 1 bis**" d'un volume de 5.000 m³.

Calcul des pertes de charge totale :

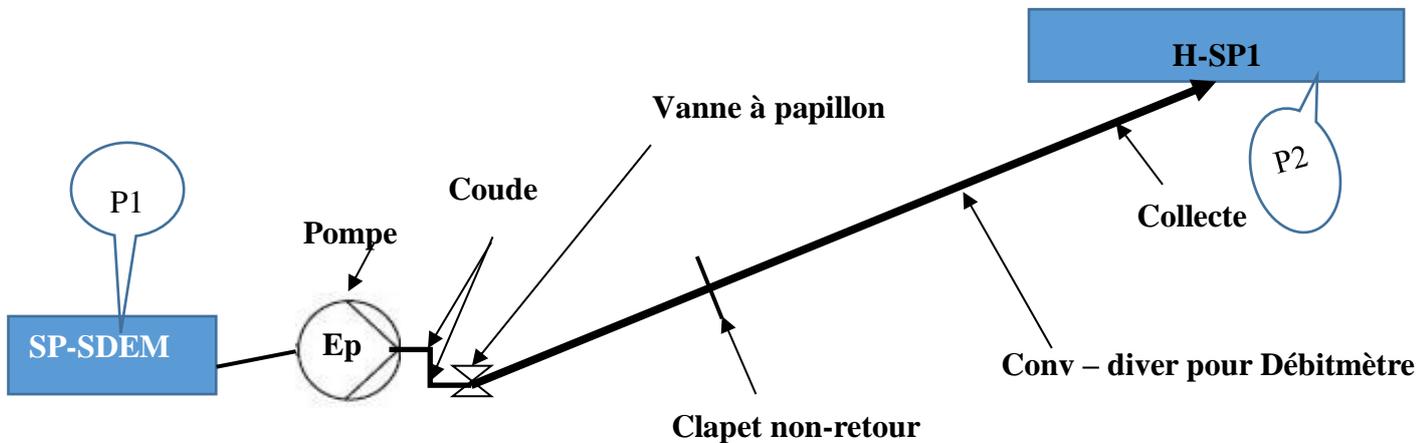


Figure II-2: schéma simplifié de tronçon 1

Tronçon 1 :

III.1 Calcul de la première partie :

Cette partie se compose des éléments suivant :

- Conduite de diamètre $\varnothing 1400\text{mm}$ et $10196,5\text{ m}$ de longueur avec un débit de $2,3\text{ m}^3/\text{s}$
- Collecteur DN1400 PN25 en acier peint + 1 vanne papillon BIMEX #12-13MS DN1400 PN25 + 2 coudes droits + clapet anti-retour + (Convergent DN1400/DN1200 + divergent DN1200/DN1400) : débitmètre.
- 3 Pompes sont placées en séries

III.1.1 Perte de charge linéaire

Les pertes de charge linéaires pour un conduit sont données par :

$$J_{L1} = \frac{\lambda_1 L_1 V_1^2}{D_1 2g} \text{ (m) } \text{ ou bien: } J_{L1} = \frac{\lambda_1 L_1}{D_1} \rho \frac{V_1^2}{2} \text{ (Pa)}$$

Calcul de la vitesse moyenne V_1 [m/s] :

$$Q_v = V_1 S_1 \Rightarrow V_1 = \frac{Q_v}{S_1}$$

$$Q_v = 2,3\text{ m}^3/\text{s}$$

$$S_1 = \frac{\pi D^2}{4} \Rightarrow S_1 = 1,539\text{ m}^2$$

Donc la vitesse moyenne : $V_1 = 1,495\text{ m/s}$

Calcul des Pertes de Charge d'une Station de Refoulement Honaine

Déterminons λ_1 :

❖ Calcul du nombre de Reynolds : $Re_1 = \rho \cdot V_1 \cdot D_1 / \mu$

Avec :

ρ : Masse volumique de l'eau à température 24°C $\rho = 1025 \text{ kg/m}^3$.

$$D_1 = 1,4 \text{ m.}$$

$$V_1 = 1,4948 \text{ m/s.}$$

μ : Viscosité dynamique de l'eau à la température 24°= 0,001 Pa.s

$$Re_1 = \frac{1025 \times 1,495 \times 1,4}{0,001} = 2,145 \cdot 10^6 \Rightarrow \text{Le régime d'écoulement du fluide est turbulent}$$

Alors λ_1 dépendra de Re et de ε/D_1

Calculons la rugosité relative ε/D_1 :

Avec ε : rugosité de la paroi du conduit (renforcée par la fibre de verre) = 0,029mm.

$$\frac{\varepsilon}{D_1} = 2,0714 \cdot 10^{-5}$$

Méthode Graphique :

Calcul des Pertes de Charge d'une Station de Refoulement Honaine

Nous utilisons le diagramme de Moody, pour déterminer λ_1 :

$$Re_1 = 2,145 \cdot 10^6 \quad \text{et} \quad \varepsilon/D_1 = 2,0714 \cdot 10^{-5}$$

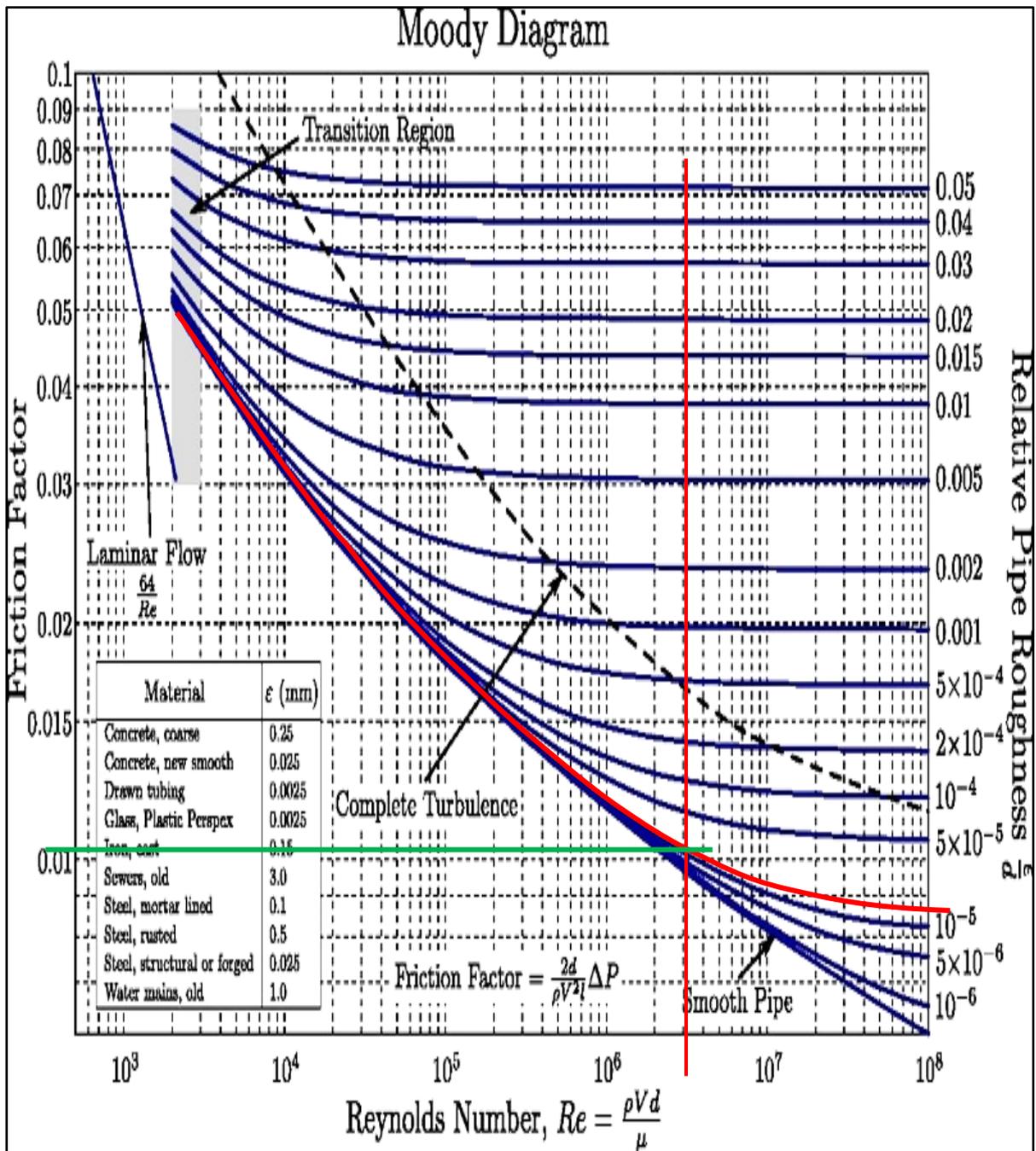


Figure II-3: Diagramme de Moody cas de Tronçon 1

Donc en trouve : $\lambda_1 = 0,0110$

Méthode Analytique :

Tableau II-1: Résultat de calcul Analytique pour la détermination de λ_1

Calcul des Pertes de Charge d'une Station de Refoulement Honaine

Auteur	corrélacion	λ_1	Annexe
Colebrook-White	$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log_{10} \left[\frac{(\varepsilon/D)}{3,71} + \frac{2,51}{Re\sqrt{\lambda}} \right]$	0,010963542	A1
Serghides	$\lambda = \frac{1}{\left[A - \frac{(B-A)^2}{C-2B+A} \right]^2}$ $A = -2 \log_{10} \left[\frac{(\varepsilon/D)}{3,7} + \frac{12}{Re} \right]$ $B = -2 \log_{10} \left[\frac{(\varepsilon/D)}{3,7} + \frac{2,51A}{Re} \right]$ $C = -2 \log_{10} \left[\frac{(\varepsilon/D)}{3,7} + \frac{2,51B}{Re} \right]$	0,010963508	A2
Buzzelli	$\lambda = \frac{1}{\left(A - \left[\frac{A + 2 \log(B/Re)}{1 + (2,18/B)} \right] \right)^2}$ $A = \frac{(0,744 \ln(Re) - 1,41)}{(1 + 1,32\sqrt{\varepsilon/D})}$ $B = \frac{Re}{3,7} (\varepsilon/D) + 2,51A$	0,01096367	A3
Barr	$\lambda = \frac{0,25}{\left[\log_{10} \left(\frac{(\varepsilon/D)}{3,71} + \frac{5,1286}{Re^{0,89}} \right) \right]^2}$	0.0110449	A4
Swamme et Jain	$\lambda = \frac{0,25}{A^2} \quad A = \log_{10} \left[\frac{(\varepsilon/D)}{3,71} + \frac{5,74}{Re^{0,9}} \right]$	0.0109997	A5

Commentaire :

- ✓ Les résultats des corrélacions utilisées dans nos calculs analytique sont presque les mêmes ce qui implique que sont valables et applicables pour notre cas « **Tronçon 1** ».
- ✓ Les deux méthodes graphique et analytique donnent des résultats proches et similaires, donc les résultats sont justes.

Les pertes de charge linéaire de tronçon 1 :

$$J_{L1} = 9,0853 \text{ m ou } J_{L1} = 0,91355 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

III.1.2 Pertes de charge singulière :

Les pertes de charge singulières, pour une conduite de section uniforme sont données par :

$$J_{s1} = \sum_{i=1}^n \xi_i \cdot V_{m1}^2 / (2 \cdot g) \text{ (m)} ; \quad J_{s1} = \sum_{i=1}^n \xi_i \cdot \rho V_{m1}^2 / 2 \text{ (Pa)}$$

1- Coefficient de pertes de charge d'un coude droit :

Le coefficient de perte de charge singulière d'un coude arrondi d'angle $\delta = 90^\circ$ et $r = D$ est donné par :

$$\xi = \left[0,131 + 1,847 \cdot (D/2r)^{7/2} \right] \delta / 90^\circ$$

D'où $\xi = 0,29$

2- Coefficient de perte de charge du clapet anti retour :

D'après le tableau (Annexe)

Le clapet ouvert à angle $\delta = 40^\circ$ donne

$$\xi = 6,6$$

3- Coefficient de perte de charge du robinet papillon :

D'après le tableau (Annexe)

Le robinet papillon ouvert à la position 68% donc

$$\xi = 0,668$$

4- Coefficient de de charge divergente de la conduite :

Pour les caractéristiques de divergent est $D_1 = 1200 \text{ mm}$ à $D_2 = 1400 \text{ mm}$ $\alpha = 19^\circ$
on utilise l'équation suivante :

$$\xi = 3,2 * \left(\left(\frac{\alpha}{2} \right) \right)^{1,25} * \left(\left(1 - \frac{D_1}{D_2} \right) \right)^2$$

D'où

$$\xi = 0,022$$

Tableau II-2: Singularités de tronçon 1

Calcul des Pertes de Charge d'une Station de Refoulement Honaine

Type des singularités	Nombre	Valeur de coefficient	Valeur totale
Robinet Papillon	1	9,31	9,31
Clapets anti-retour	1	6,6	6,6
Coudes arrondi 90°	2	0,2943	0,5885
Elargissement	1	0,686	0,686
la somme des coefficients $\sum_{i=1}^n \xi_i$	17,176		

$$J_{s1} = \sum_{i=1}^n \xi_i \cdot V_{m1}^2 / (2 \cdot g) = 17,176 \times \frac{1,4948^2}{2 \times 9,81} = 1,95 \text{ m}$$

$$J_{s1} = \sum_{i=1}^n \xi_i \cdot \rho V_{m1}^2 / 2 = 17,176 \times 1025 \times \frac{1,4948^2}{2} = 19668,99 \text{ Pa}$$

Alors les pertes de charge total :

$$J = J_{s1} + J_1$$

$$J(\text{Pa}) = 1,1102 \cdot 10^5 \text{ ou } J(\text{m}) = 11,0353$$

III.1.3 Calcul des pertes de charges pour le cas réel :

Calcul, à l'aide de l'équation de Bernoulli généralisée, des pertes de charge linéaires et singulières $J_L + J_S$:

Écrivons l'équation de Bernoulli généralisée du circuit 1, entre les niveaux des surfaces libres des 2 réservoirs (voir figure II-1) :

$$\rho g z_1 + \frac{1}{2} \rho V_1^2 + P_1 + E_p = \rho g z_2 + \frac{1}{2} \rho V_2^2 + P_2 + (J_L + J_S)$$

Données : V_1 et V_2 sont négligeables, $P_1 = P_2 = 10^5$ Pa, longueur de la conduite $L = 10196,5\text{m}$

$$Z_1 = 19,93\text{m} \quad Z_2 = 306,05\text{m}$$

Le pompage de ce circuit 1 est assurée par 3 pompes en série, d'où

$$E_p = 3 \cdot 11,2 \cdot 10^5 \text{ Pa} = 33,6 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

L'équation de Bernoulli devient :

$$\rho g z_1 + E_p = \rho g z_2 + (J_L + J_S)$$

Les pertes de charge totales : $J_L + J_S$

$$J_L + J_S = E_p + \rho g(z_1 - z_2) = 33,6 \cdot 10^5 + 1025 \cdot 9,81(19,93 - 306,5) = \underline{478467 \text{ Pa}} \text{ ou}$$

$$J_L + J_S = 478467 / 1025 \cdot 9,81 = \underline{47,583\text{m}}$$

Remarque :

E_p : l'énergie de pression fournie par la pompe

P_1, P_2 représente la pression atmosphérique de la surface libre du réservoir

Tronçon 2

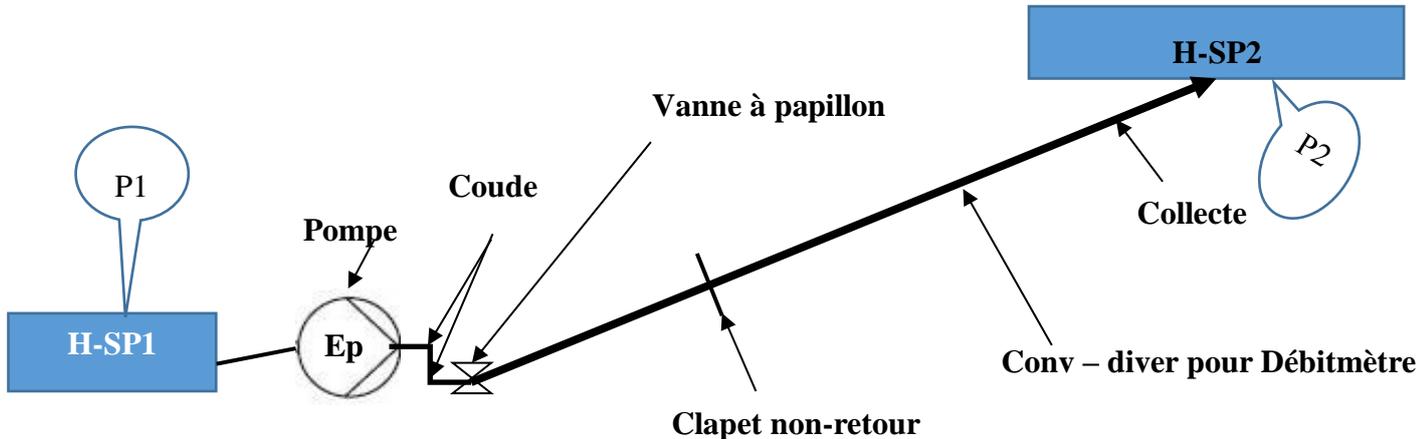


Figure II-4: schéma simplifié de tronçon 2

III.2 Calcul de deuxième partie :

Cette partie se compose des éléments suivant :

Conduite de diamètre $\varnothing 1400\text{mm}$ et $524,22\text{ m}$ de longueur avec un débit de $2,3\text{m}^3/\text{s}$

- Collecteur DN1400 PN25 en acier peint + 1 vanne papillon BIMEX #12-13MS DN1400 PN25 + 2coude droit + clapet anti retour + 13 coudes brusque

(Convergent DN1400/DN1200 + divergent DN1200/DN1400) pour débitmètre.

III.2.1 Les pertes de charge linéaires pour un conduit sont données par :

$$J_{L2} = \frac{\lambda L V^2}{D 2g}$$

➤ Calcul de la vitesse moyenne V [m/s] : $Q_v = V \cdot S$ et $V_2 = Q_v/S_2$

$$Q_v = 2,3\text{m}^3/\text{s} ; D_2 = 1,4\text{ m}$$

$$S_2 = \frac{\pi D^2}{4} \Rightarrow S_2 = 1,5386\text{ m}^2$$

Donc la vitesse moyenne : $V_2 = 1,495\text{ m/s}$

➤ Déterminons λ_2 :

Calcul du nombre de Reynolds : $Re_2 = \rho \cdot V_2 \cdot D_2 / \mu$

Avec :

ρ : Masse volumique de l'eau à température $24^\circ = 1025\text{ kg/m}^3$.

.

μ : Viscosité dynamique de l'eau à la température $24^\circ = 0,001\text{ Pa.s}$

$$Re_2 = \frac{1025 \times 1,495 \times 1,4}{0,001} = 2,145 \cdot 10^6 \Rightarrow \text{Le régime d'écoulement du fluide est turbulent}$$

Calcul des Pertes de Charge d'une Station de Refoulement Honaine

Alors λ_2 dépendra de Re et de ε/D_2

Calculons la rugosité relative ε/D_2 :

Avec ε : rugosité de la paroi du conduit (renforcée par la fibre de verre) = 0,029 mm.

$$\frac{\varepsilon}{D_2} = 2,0714 \cdot 10^{-5}$$

Nous utilisons le diagramme de Moody pour la méthode graphique et les mêmes corrélations pour la méthode analytique est on trouve :

Méthode Graphique :

Nous utilisons le diagramme de Moody, pour déterminer λ_2 :

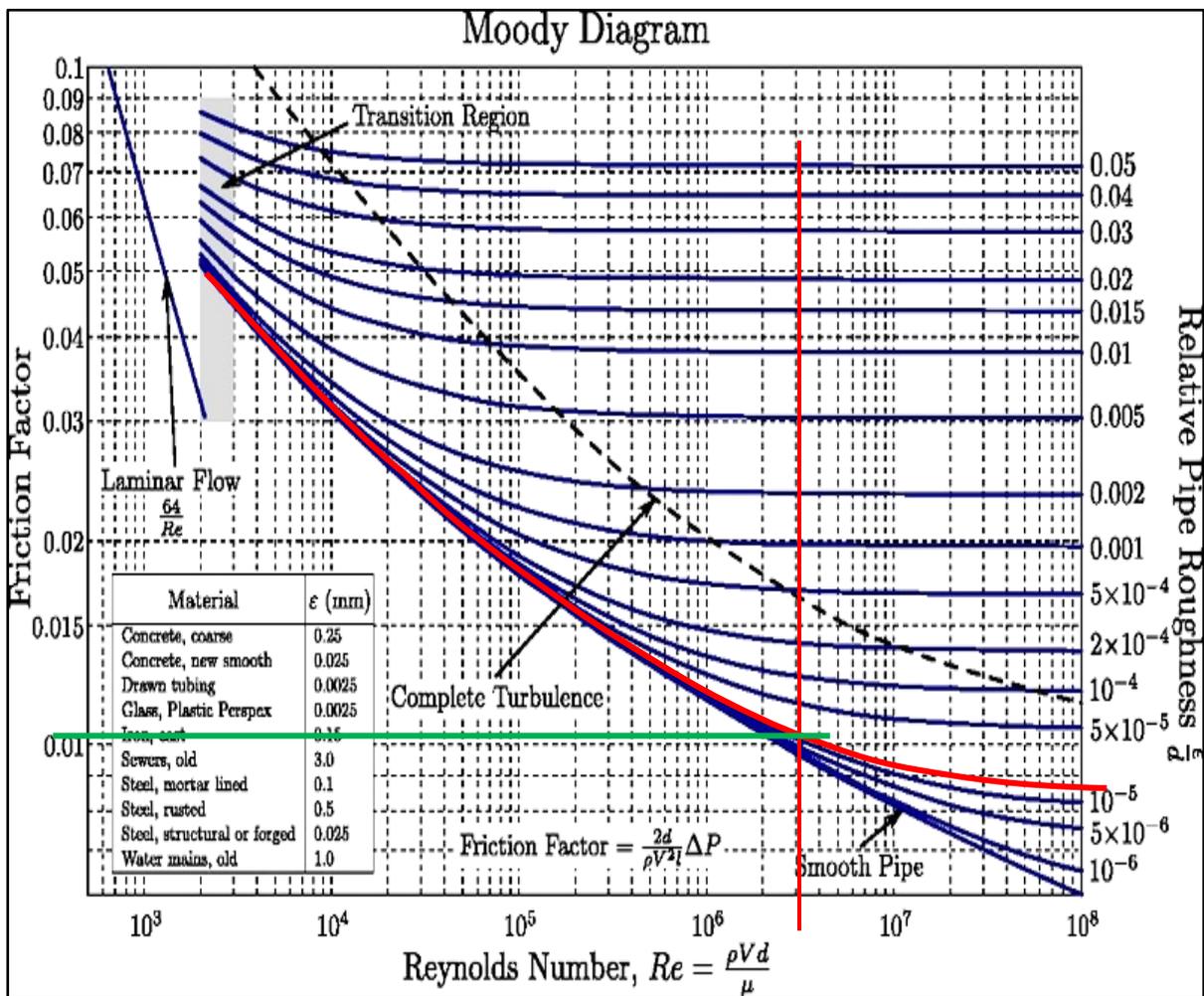


Figure II-5 : Diagramme de Moody cas de **Tronçon 2**

$$Re_2 = 2,145 \cdot 10^6 \quad \text{et} \quad \varepsilon/D_2 = 2,0714 \cdot 10^{-5}$$

Donc en trouve :

Calcul des Pertes de Charge d'une Station de Refoulement Honaine

$$\lambda_2 = 0,0110$$

Méthode Analytique :

Tableau II-3: Résultat de calcul Analytique pour la détermination de λ_2

Auteur	Corrélation	λ_2	Annexe
Colebrook-White (Formule Implicite)	$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log_{10} \left[\frac{(\varepsilon/D)}{3,71} + \frac{2,51}{Re\sqrt{\lambda}} \right]$	0,010963542	A1
Serghides	$\lambda = \frac{1}{\left[A - \frac{(B-A)^2}{C-2B+A} \right]^2}$ $A = -2 \log_{10} \left[\frac{(\varepsilon/D)}{3,7} + \frac{12}{Re} \right]$ $B = -2 \log_{10} \left[\frac{(\varepsilon/D)}{3,7} + \frac{2,51A}{Re} \right]$ $C = -2 \log_{10} \left[\frac{(\varepsilon/D)}{3,7} + \frac{2,51B}{Re} \right]$	0,010963508	A2
Buzzelli	$\lambda = \frac{1}{\left(A - \left[\frac{A + 2 \log(B/Re)}{1 + (2,18/B)} \right] \right)^2}$ $A = \frac{(0,744 \ln(Re) - 1,41)}{(1 + 1,32\sqrt{\varepsilon/D})}$ $B = \frac{Re}{3,7} (\varepsilon/D) + 2,51A$	0,01096367	A3
Barr	$\lambda = \frac{0,25}{\left[\log_{10} \left(\frac{(\varepsilon/D)}{3,71} + \frac{5,1286}{Re^{0,89}} \right) \right]^2}$	0,0110449	A4
Swamme et Jain	$\lambda = \frac{0,25}{A^2}$	0,0109997	A5

	$A = \log_{10} \left[\frac{(\varepsilon/D)}{3,71} + \frac{5,74}{Re^{0,9}} \right]$		
--	---	--	--

Les pertes de charge linéaire de tronçon 2 :

$$\lambda_2 = 0,0110$$

$$J_{L2} = 0,4671 \text{ m ou } J_{L2} = 4,6967 \cdot 10^3 \text{ Pa}$$

III.2.2 Les pertes de charge singulières, pour une conduite sont données par :

$$J_{s2} = \xi \cdot V_2^2 / 2 \cdot g$$

5- pertes de charge d'un coude droit :

Le coefficient de perte de charge singulière d'un coude arrondi d'angle $\delta = 90^\circ$ et $r = D$ est donné par :

$$\xi = \left[0,131 + 1,847 \cdot (D/2r)^{7/2} \right] \delta/90^\circ$$

D'où $\xi = 0,29$

Les pertes de charge pour un seul coude représentent :

6- Les coudes brusques

$$k = 1,3 * (1 - \cos \alpha)$$

$\alpha = 30^\circ$ et on a 13 coudes brusques car la topographie est très hétérogène.

Donc

$$k = 1,3 * (1 - \cos 30) = 1,0995$$

7- La perte de charge du clapet anti retour :

Le clapet ouvert à angle $\delta = 40^\circ$ donne

$$\xi = 6,6$$

8- La perte de charge du robinet papillon :

Le robinet papillon ouvert à la position 68%

Donc :

$$\xi = 9,31$$

1- Calcul des pertes de charge d'un débitmètre venturi :

Calcul des Pertes de Charge d'une Station de Refoulement Honaine

$$k = 0,25 * \left(\left(\frac{D}{d}\right)^4 - 1\right) = 1,8435$$

Tableau II-4: Singularités de tronçon 2

Type des singularités	nombre	Valeur de coefficient	Valeur totale
Robinet Papillon	1	9,31	9,31
Clapets anti-retour	1	6,6	6,6
Coudes arrondi 90°	2	0,2943	0,5885
Coudes brusques	13	1,0995	14,2935
Débitmètre	2	1,8435	3,6870
la somme des coefficients $\sum_{i=1}^n \xi_i$	35,1651		

$$J_{s2} = \sum_{i=1}^n \xi_i \cdot V_{m1}^2 / (2 \cdot g) = 35,1651 \times \frac{1,4948^2}{2 \times 9,81} = 4,0059 \text{ m}$$

$$J_{s2} = \sum_{i=1}^n \xi_i \cdot \rho V_{m1}^2 / 2 \text{ (Pa)} = 35,1651 \times 1025 \times \frac{1,4948^2}{2} = 4,0280 \cdot 10^4 \text{ pa}$$

Alors les pertes de charge total :

$$J = J_{s2} + J_{L2} = 4,473 \text{ m ou bien } J = 0,44977 \cdot 10^5 \text{ pa}$$

III.2.3 Calcul des pertes de charges pour le cas réel :

Equation de Bernoulli Généralisé : (quatre pompes en parallèle)

$$\rho g z_1 + \frac{1}{2} \rho V_1^2 + P_1 + Ep = \rho g z_2 + \frac{1}{2} \rho V_2^2 + P_2 + \Delta P_{1,2}$$

$$\rho g z_1 + \frac{1}{2} \rho V_1^2 + P_1 + Ep = \rho g z_2 + \frac{1}{2} \rho V_2^2 + P_2 + (J_L + J_s)$$

$$(J_L + J_s) = \rho g (z_1 - z_2) + \frac{1}{2} \rho (V_1^2 - V_2^2) + (P_1 - P_2) + Ep$$

$$V_1 = V_2 = 0; P_1 = P_2 \Rightarrow (J_L + J_s) = \rho g (z_1 - z_2) + Ep$$

AN :

Tableau II-5: données de tronçon 2

$z_1 - z_2$ (m)	P_1 (Pa)	P_2 (Pa)	V_1 (m/s)	V_2 (m/s)	V_m (m/s)	Ep (mCE)	L (m)	D_h (m)
107,7	10^5	10^5	0	0	1,495	112	524,22	1,4

$$(J_L + J_s) = 1025 \times 9,81 \times 107,7 + 112 \times \rho_{eau} \times g$$

$$(J_L + J_s) = 1025 \times 9,81 \times 107,7 + 11,2 \times 1000 \times 9,81$$

$$J = (J_L + J_s)$$

$$J(\text{Pa}) = 11,92 \cdot 10^5 \text{ ou } J(\text{m}) = 118,6268$$

Tronçon 3

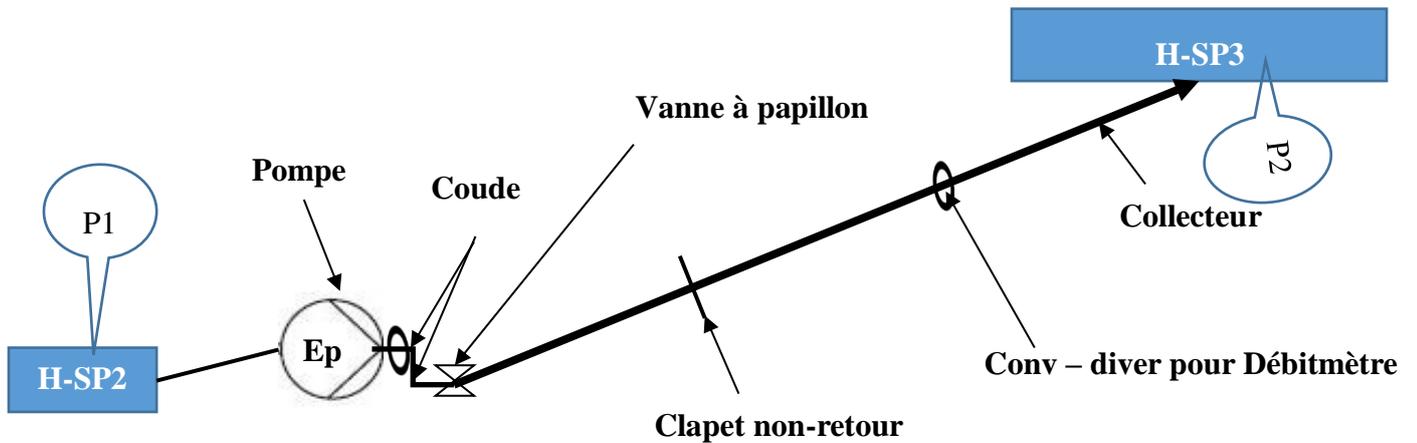


Figure II-6: Schéma simplifié de Tronçon 3

III.3 Calcul de la troisième partie :

Cette partie se compose des éléments suivant :

Conduite de diamètre \varnothing **1000 mm** et **16385,26 m** de longueur avec un débit de **1,1 m³/s**

- Collecteur DN1400 PN25 en acier peint + 1 vanne papillon BIMEX #12-13MS DN1400 PN25 + 2coude **droit** + **clapet anti retour** + **15 coudes brusques**

(Convergent DN1400/DN1200 + divergent DN1200/DN1400) pour débitmètre.

III.2.4 Perte de charge linéaire

$$J_{L3} = \frac{\lambda L V^2}{D 2g}$$

➤ Calcul de la vitesse moyenne V [m/s] : $Q_v = V \cdot S$ et $V_3 = Q_v / S_3$

$$Q_v = 1,1 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$S_3 = \frac{\pi D^2}{4} \Rightarrow S_3 = 0,785 \text{ m}^2$$

Donc la vitesse moyenne : $V_3 = 1,401 \text{ m/s}$

Déterminons λ_3 :

Calcul du nombre de Reynolds : $Re_3 = \rho \cdot V_3 \cdot D_3 / \mu$

Avec :

ρ : Masse volumique de l'eau à température 24°= **1025 kg/m³**.

μ : Viscosité dynamique de l'eau à la température 24°= **0,001 Pa.s**

Calcul des Pertes de Charge d'une Station de Refoulement Honaine

$Re_3 = 1,436.10^6 \Rightarrow$ Le régime d'écoulement du fluide est turbulent

Calculons la rugosité relative ε/D_3 :

Avec ε : rugosité absolue de la paroi du conduit. 0,06 mm

$$\frac{\varepsilon}{D_3} = 6.10^{-5}$$

Méthode Graphique :

Nous utilisons le diagramme de Moody, pour déterminer λ_3 :

$$Re_3 = 1,436.10^6 \quad \text{et} \quad \varepsilon/D_1 = 6.10^{-5}$$

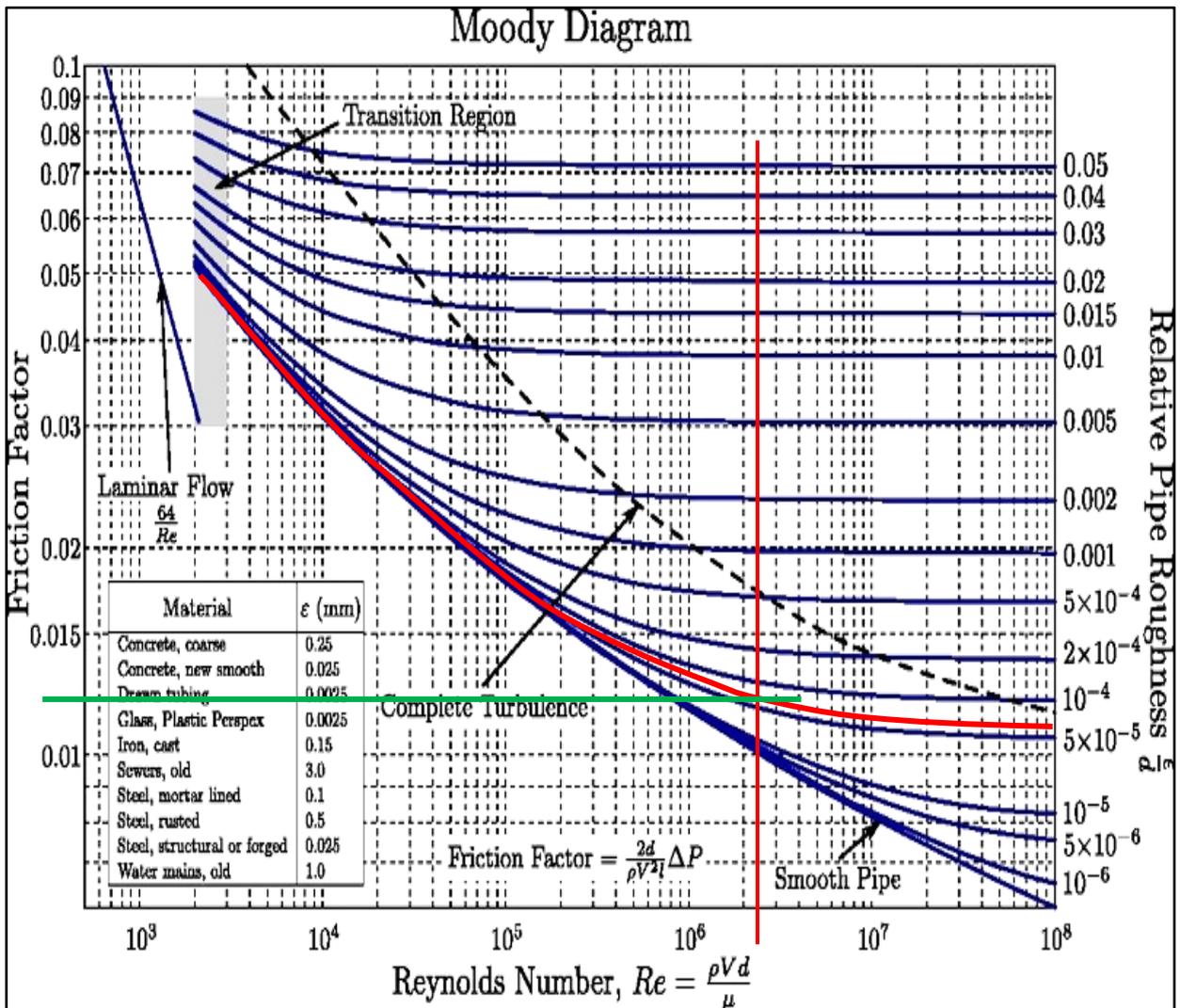


Figure II-7: Diagramme de Moody cas de Tronçon 3

Donc en trouve :

Calcul des Pertes de Charge d'une Station de Refoulement Honaine

$$\lambda_3 = 0,0124$$

Méthode Analytique :

Tableau II-6: Résultat de calcul Analytique pour la détermination de λ_3

Auteur	Corrélation	λ_3	Annexe
Colebrook-White	$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log_{10} \left[\frac{(\varepsilon/D)}{3,71} + \frac{2,51}{Re\sqrt{\lambda}} \right]$	0.01236927	A1
Serghides	$\lambda = \frac{1}{\left[A - \frac{(B-A)^2}{C-2B+A} \right]^2}$ $A = -2 \log_{10} \left[\frac{(\varepsilon/D)}{3,7} + \frac{12}{Re} \right]$ $B = -2 \log_{10} \left[\frac{(\varepsilon/D)}{3,7} + \frac{2,51A}{Re} \right]$ $C = -2 \log_{10} \left[\frac{(\varepsilon/D)}{3,7} + \frac{2,51B}{Re} \right]$	0,01236926	A2
Buzzelli	$\lambda = \frac{1}{\left(A - \left[\frac{A + 2 \log(B/Re)}{1 + (2,18/B)} \right] \right)^2}$ $A = \frac{(0,744 \ln(Re) - 1,41)}{(1 + 1,32\sqrt{\varepsilon/D})}$ $B = \frac{Re}{3,7} (\varepsilon/D) + 2,51A$	0.01236928	A3
Barr	$\lambda = \frac{0,25}{\left[\log_{10} \left(\frac{(\varepsilon/D)}{3,71} + \frac{5,1286}{Re^{0,89}} \right) \right]^2}$	0.01245990	A4
Swamme et Jain	$\lambda = \frac{0,25}{A^2} \text{ et } A = \log_{10} \left[\frac{(\varepsilon/D)}{3,71} + \frac{5,74}{Re^{0,9}} \right]$	0.01242415	A5

D'où :

$$J_{L3} = 20,263 \text{ m} \text{ ou bien } J_{L3} = 2,037510^5 \text{ Pa}$$

III.2.5 Perte de charge singulière

Les pertes de charge singulières, pour une conduite sont données par :

$$J_{s3} = \xi \cdot V_3^2 / 2 \cdot g$$

Coefficient de Perte de charge d'un coude droit :

Le coefficient de perte de charge singulière d'un coude arrondi d'angle $\delta = 90^\circ$ et $r = D$ est donné par :

$$\xi = \left[0,131 + 1,847 \cdot (D/2r)^{7/2} \right] \delta/90^\circ$$

D'où

$$\xi = 0,29$$

Les coudes brusques

$$k = 1,3 * (1 - \cos \alpha)$$

$\alpha = 30^\circ$ et on a 15 coude brusque car la topographie est très hétérogène.

Donc

$$k = 1,3 * (1 - \cos 30) = 1,0995$$

Coefficient de Perte de charge du clapet anti retour :

Le clapet ouvert à angle $\delta = 40^\circ$ donne

$$\xi = 6,6$$

Coefficient de Perte de charge du robinet papillon :

Le robinet papillon ouvert à la position 60% donc

$$\xi = 14,7$$

Coefficient de Perte de charge à entrer de réservoir et la sortie :

$$k=1$$

Calcul des Pertes de Charge d'une Station de Refoulement Honaine

Coefficient de perte de charge d'un débitmètre venturi :

$$k = 0,25 * \left(\left(\frac{D}{d} \right)^4 - 1 \right) \text{ Avec } D=1000\text{mm} ; d= 600\text{mm}$$

$$k=1,68$$

Tableau II-7: Singularités de tronçon 3

Type des singularités	nombre	Valeur de coefficient	Valeur totale
Robinet Papillon	1	14,7	14,7
Clapets anti-retour	1	6,6	6,6
Coudes arrondi 90°	9	0,2943	2,6487
Coudes brusques	15	1,0995	16,4925
Entrée de réservoir et la sortie	2	1	2
Débitmètre	2	1,68	3,36
la somme des coefficients $\sum_{i=1}^n \xi_i$	45,8012		

$$J_{s3} = \sum_{i=1}^n \xi_i \cdot V_{m3}^2 / (2 \cdot g) = 45,8012 \times \frac{1,401^2}{2 \times 9,81} = 4,58 \text{ m}$$

$$J_{s3} = \sum_{i=1}^n \xi_i \cdot \rho V_{m3}^2 / 2 \text{ (Pa)} = 45,8012 \times 1025 \times \frac{1,401^2}{2} = 4,607 \cdot 10^4 \text{ Pa}$$

Alors les pertes de charge total :

$$J_3 = J_{s3} + J_{L3} = 2,4982 \cdot 10^5 \text{ pa ou bien } J_3 = 24,84 \text{ m}$$

III.2.6 Calcul des pertes de charges pour le cas réel :

Equation de Bernoulli Généralisé : (deux pompes en série)

$$\rho g z_1 + \frac{1}{2} \rho V_1^2 + P_1 + 2Ep = \rho g z_2 + \frac{1}{2} \rho V_2^2 + P_2 + \Delta P_{1,2}$$

$$\rho g z_1 + \frac{1}{2} \rho V_1^2 + P_1 + 2Ep = \rho g z_2 + \frac{1}{2} \rho V_2^2 + P_2 + (J_L + J_s)$$

$$(J_L + J_s) = \rho g (z_1 - z_2) + \frac{1}{2} \rho (V_1^2 - V_2^2) + (P_1 - P_2) + 2Ep$$

$$V_1 = V_2 = 0; P_1 = P_2 = P_{atm} \Rightarrow (J_L + J_s) = \rho g (z_1 - z_2) + 2Ep$$

AN :

Tableau II-8: Données de tronçon 3

$z_1 - z_2$ (m)	P_1 (Pa)	P_2 (Pa)	V_1 (m/s)	V_2 (m/s)	V_m (m/s)	Ep (mCE)	L (m)	D_h (m)
134,4-139,9	10^5	10^5	0	0	1,495	$11,2 \cdot 10^5$	16385,26	1

$$(J_L + J_s) = 1025 \times 9,81(134,4 - 139,9) + 2 \times 11,2 \times 1000 \times 9,81$$

$$(J_L + J_s) = J$$

$$J(\text{Pa}) = 1,6444 \times 10^5$$

$$J(\text{m}) = 16,3537$$

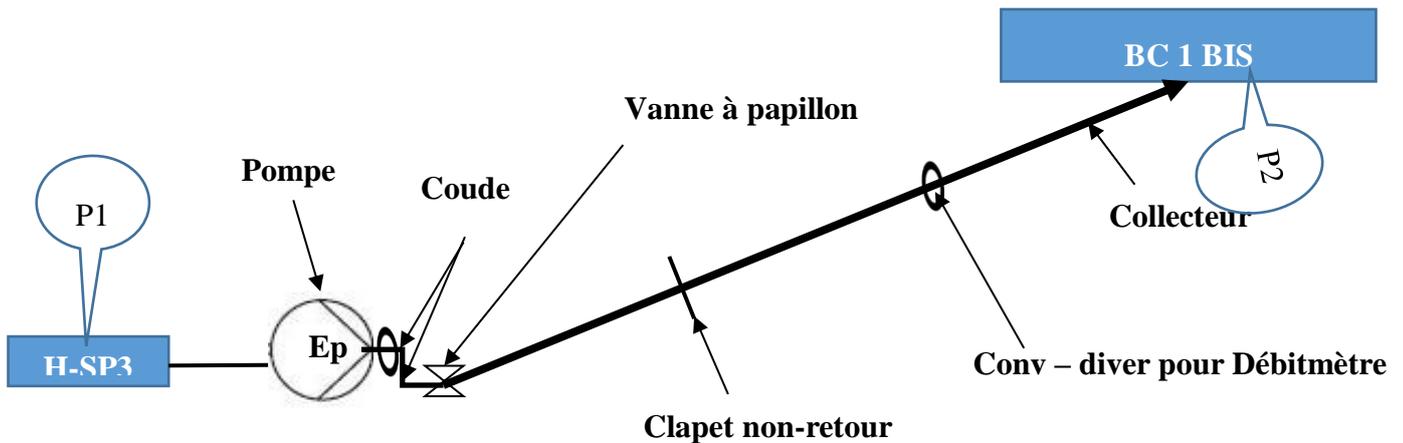


Figure II-8: Schéma simplifié de Tronçon 4

Tronçon 4

III.4 Calcul de la quatrième partie :

Cette partie se compose des éléments suivant :

Conduite de diamètre $\varnothing 1000\text{mm}$ et **4026,62 m** de longueur avec un débit de 1,1 m^3/s

- Collecteur DN1400 PN25 en acier peint + 1 vanne papillon BIMEX #12-13MS DN1400 PN25 + 2coude **droit** + **clapet anti retour** + **13 coude brusque**
(Convergent DN1400/DN1200 + divergent DN1200/DN1400) pour débitmètre.

III.2.7 Perte de charge linéaire :

$$J_{L4} = \frac{\lambda L V^2}{D 2g}$$

Calcul de la vitesse moyenne V [m/s] :

$$Q_v = V.S \quad \text{et} \quad V_4 = Q_v/S_2$$

$$Q_v = 1,1 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$S_4 = \frac{\pi D^2}{4} \Rightarrow S_4 = 0,785 \text{ m}^2$$

Donc la vitesse moyenne : $V_4 = 1,401 \text{ m/s}$

Calcul des Pertes de Charge d'une Station de Refoulement Honaine

Déterminons λ_4 :

Calcul du nombre de Reynolds : $Re_4 = \rho \cdot V_4 \cdot D_4 / \mu$

Avec :

ρ : Masse volumique de l'eau à température 24°= 1025 kg/m³.

$$D_4 = 1 \text{ m.}$$

$$V_4 = 1,401 \text{ m/s.}$$

μ : Viscosité dynamique de l'eau à la température 24°= 0,001 Pa.s

$$Re_4 = 1,436 \cdot 10^6 \Rightarrow \text{Le régime d'écoulement du fluide est turbulent}$$

Alors λ_4 dépendra de Re et de ε/D_4

Calculons la rugosité relative ε/D_4 :

Avec ε : rugosité de la paroi du conduit.

$$\frac{\varepsilon}{D_4} = 6 \cdot 10^{-5}$$

Nous utilisons le diagramme de Moody, pour déterminer λ_4 :

$$\left\{ \begin{array}{l} Re_4 = 1,436 \cdot 10^6 \\ \varepsilon/D_4 = 6 \cdot 10^{-5} \end{array} \right. \longrightarrow \boxed{\lambda_4 = 0,0124}$$

Donc :

$$J_{L4} = 4,97 \text{ m ou bien } J_{L4} = 0,5007 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

III.2.8 Pertes de charge singulières :

Formule de calcul :

$$J_{s4} = \xi \cdot V_2^2 / 2 \cdot g$$

Calcul des Pertes de Charge d'une Station de Refoulement Honaine

Coefficient de Perte de charge d'un coude droit :

Le coefficient de perte de charge singulière d'un coude arrondi d'angle $\delta = 90^\circ$ et $r = D$ est donné par :

$$\xi = \left[0,131 + 1,847 \cdot (D/2r)^{\frac{7}{2}} \right] \delta/90^\circ$$

D'où

$$\xi = 0,29$$

❖ Les coudes brusques

$$k = 1,3 * (1 - \cos \alpha)$$

$\alpha = 30^\circ$ et on a 13 coude brusque car la topographie est très hétérogène.

Donc $k = 1,3 * (1 - \cos 30) = 0,23$

❖ La perte de charge du clapet anti retour :

Le clapet ouvert à angle $\delta = 40^\circ$ donne

$$\xi = 6,6$$

❖ La perte de charge du robinet papillon :

Le robinet papillon ouvert à la position 63% donc

$$\xi = 16,12$$

❖ La perte de charge du divergent de la conduite :

Pour les caractéristiques du divergent est $D_1 = 600 \text{ mm}$ à $D_2 = 1000 \text{ mm}$ $\theta = 19^\circ$
on utilise l'équation suivante :

$$\xi = 3,2 * \left(\left(\frac{\theta}{2} \right) \right)^{1,25} * \left(\left(1 - \frac{D_1}{D_2} \right)^2 \right)^2$$

D'où

Calcul des Pertes de Charge d'une Station de Refoulement Honaine

$$\xi = 1,366$$

❖ **La perte de charge du changement de section (entrée et sortie du réservoir):**

On prendre $k=1$ donc

❖ **Calcul des pertes de charge d'un débitmètre type Venturi :**

$$k = 0,25 * \left(\frac{D}{d}\right)^4 - 1 \text{ Avec } D=1000\text{mm} ; d= 600\text{mm}$$

$$k=1,68$$

Tableau II-9: Singularités de tronçon 4

Type des singularités	nombre	Valeur de coefficient	Valeur totale
Robinet Papillon	1	16,12	16,12
Clapets anti-retour	1	6,6	6,6
Coudes arrondi 90°	6	0,2943	1,7658
Coudes brusques	13	1,0995	14,2935
Divergent	1	1,366	1,366
Entrée et sortie de réservoir	2	1	2
Débitmètre	2	1,68	3,36
la somme des coefficients $\sum_{i=1}^n \xi_i$			45,5

Donc :

$$J_{s4} = \sum_{i=1}^n \xi_i \cdot V_{m1}^2 / (2 \cdot g) = 45,5 \times \frac{1,401^2}{2 \times 9,81} = 4,549 \text{ m}$$

$$J_{s4} = \sum_{i=1}^n \xi_i \cdot \rho V_{m1}^2 / 2 \text{ (Pa)} = 44,2882 \times 1025 \times \frac{1,401^2}{2} = 4,57 \cdot 10^4 \text{ pa}$$

✓ Alors les pertes de charge totales :

Calcul des Pertes de Charge d'une Station de Refoulement Honaine

$$J_4 = J_{s4} + J_{L4} = 9,36 \cdot 10^4 \text{ pa ou bien } J_4 = 9,316 \text{ m}$$

III.2.9 Calcul des pertes de charge pour le cas réel :

Equation de Bernoulli Généralisé : (deux pompes en série)

$$\rho g z_1 + \frac{1}{2} \rho V_1^2 + P_1 + 2Ep = \rho g z_2 + \frac{1}{2} \rho V_2^2 + P_2 + \Delta P_{1,2}$$

$$\rho g z_1 + \frac{1}{2} \rho V_1^2 + P_1 + 2Ep = \rho g z_2 + \frac{1}{2} \rho V_2^2 + P_2 + (J_L + J_s)$$

$$V_1 = V_2 = 0; P_1 = P_2 \Rightarrow (J_L + J_s) = \rho g(z_1 - z_2) + 2Ep$$

Tableau II-10: Données de tronçon 4

$z_1 - z_2$ (m)	P_1 (Pa)	P_2 (Pa)	V_1 (m/s)	V_2 (m/s)	V_m (m/s)	Ep (mCE)	L (m)	D_h (m)
157,2-162,7	10^5	10^5	0	0	1,401	112	4026,6 2	1

$$(J_L + J_s) = 1025 \times 9,81(157,2 - 162,7) + 2 \times 112 \times 1000 \times 9,81$$

$$(J_L + J_s) = J$$

$$J(\text{Pa}) = 2,1421 \cdot 10^5$$

$$J(\text{m}) = 213,0366$$

III.5 Tableau récapitulatif des pertes de charge pour les quatre tronçons :

	Tronçon 1	Tronçon 2	Tronçon 3	Tronçon 4
$(Z_2 - Z_1)$	286,57m	107,7m	5,5m	5,5m
Longueur	10196,5m	524,22	16385,26m	4026,62m
Diamètre	1,4m	1,4m	1m	1m
Débit	2,3m ³ /s	2,3m ³ /s	1,1m ³ /s	1,1m ³ /s
Pompes	3 en série	2 en série	2 en série	2 en série
J/formules	11,03m	4,47m	24,84m	9,31m

Calcul des Pertes de Charge d'une Station de Refoulement Honaine

J/Bernoulli	47,58m	115,06m	217,26m	213,03m
Bâche d'aspiration	20 000m ³	5000m ³	5000m ³	1500m ³

Conclusion :

Ce troisième chapitre, concernant le calcul des pertes charge totales, m'a permis de déterminer les pertes de charges linéaire et singulière moyennant le diagramme de Moody, les formules théoriques, les expressions analytiques (corrélations empiriques et semi empiriques).

Les écarts entre les pertes de charge calculées, pour chaque tronçon, sont considérables. Ces écarts, entre les résultats, trouveront des explications sur les données réelles pratiquées par le réseau de distribution de l'Algérienne des Eaux, que nous n'avons pas pu obtenir par la direction, faute de la crise sanitaire qui ne m'a pas permis d'effectuer mon stage prévu à la station de dessalement de Honaine.

Conclusion Générale

Conclusion Générale

L'unité de dessalement de Honaïne a projeté initialement un programme de station de pompage d'eau potable pour un débit de pointe de 200 000 m³/jour, mais la station ne doit livrer que 60 000m³/ jour, pour le besoin de la consommation actuelle. Il a été décidé de changer le débit de refoulement d'autre station exemple HSP4 (Voir le schéma simplifié). Cette modification n'est pas encore reprise sur ce schéma de la chaîne d'adduction.

Normalement les pertes de charge calculées par les formules doivent être réelles parce qu'elles ne dépendent que du débit, de la longueur de la conduite, du diamètre et des singularités qui sont fixes, alors que les pertes de charge déduites de l'équation de Bernoulli généralisées dépendent des cotes des surfaces libres des réservoirs ($z_2 - z_1$, si les réservoirs ne se remplissent pas normalement) et des capacités des hauteurs manométriques (Hmt) des pompes centrifuges qui peuvent être différentes, des données précisées par la description générale de la chaîne d'adduction de Honaïne, établie par l'Algérienne Des Eaux (ADE).

Nous pouvons dire que la capacité des réservoirs installés au niveau des stations de pompage, par la société ELECOR, est largement dimensionnée.

Annexes

Programme MATLAB :

1. Formule implicite :

Données :

D : diamètre hydraulique=diamètre interne ; **L** : la longueur totale de conduite ;

Viscen : viscosité cinématique ; **Visdy** : viscosité dynamique

Eabs : Rugosité absolue ; **Er** : Rugosité relative

Ro : la masse volumique ; **Re** : Reynolds ;

f : le coefficient de perte de charge linéaire. ; **J_L** : perte de charge linéaire exprimée en (**Pa**) ou bien en (**m**).

Colebrook-white [A1]

```
clear all ;
```

```
%ce programme permis de déterminer le coefficient de perte de charge linéaire à partir d'une  
formule implicite de Colebrook
```

```
Eabs=input ('entrer la valeur de la Rugosité Absolue Eabs=')
```

```
D=input ('entrer la valeur de Diamètre Hydraulique D=')
```

```
Er=Eabs/D
```

```
Vm=input ('entrer la valeur de la Vitesse Moyenne Vm=')
```

```
Ro=input ('entrer la valeur de la Masse Volumique Ro=')
```

```
Viscen=input ('entrer la valeur de la Viscosité Cinématique Viscen=')
```

```
Visdy=Ro*Viscen
```

```
Re= (D*Vm*Ro)/Visdy
```

```
a=Er/3.7;
```

```
b=2.51/Re;
```

```
F=@(x) x+2*log10 (a+b*x);
```

```
dF=@(x) 1+ (2*b)/(a+b*x);
```

Annexes

```
z=0.0000000001;
err=inf;
x0=0;
while err>z
    x1=x0-F(x0)/dF(x0) ;
    err=abs(x1-x0) ;
    x0=x1 ;
end
f=1/(x0) ^2
L=9600, 94; g=9.81;
Jpa= (f*L*Ro*Vm^2)/ (2*D)
Jm= (f*L*Vm^2)/ (2*g*D)
```

2. Formules Explicites :

Remarque :

Eabs : est la rugosité absolue ; **Er** : est la rugosité relative ;

D : diamètre hydraulique=diamètre interne ; **L** : la longueur totale de conduite ;

Viscin : est la viscosité cinématique ; **Visdy** : est la viscosité dynamique ;

Ro : la masse volumique ; **Re** : nombre de Reynolds ;

f : le coefficient de perte de charge linéaire. ; **J_L** : perte de charge linéaire exprimée en (**Pa**) ou bien en (**m**).

Annexes

Serghides : [A1]

clear all ;

%ce programme permis de déterminer le coefficient de perte de charge linéaire à partir d'une formule explicite

Dext=1400*10^-3;

S= (D^2)*pi/4

Qvm=2.3;

Vm=Qvm/S

Eabs=0.029*10^-3;

Er= (Eabs/D)

Ro=1025;

Visdy= 0.001

Re= (D*Vm*Ro)/Visdy

A=-2*log10 (Er/3.7+12/Re);

B=-2*log10 (Er/3.7+2.51*A/Re);

C=-2*log10 (Er/3.7+2.51*B/Re);

f=1/ (A-(B-A) ^2/(C-2*B+A)) ^2

L=9600, 94; g=9.81;

Jpa= (f*L*Ro*Vm^2)/ (2*D)

Jm= (f*L*Vm^2)/ (2*g*D)

Annexes

Buzzelli: [A3]

clear all ;

%ce programme permis de déterminer le coefficient de perte de charge linéaire

%à partir d'une formule explicite

Dext=1400*10⁻³ ;

S= (D²)*pi/4

Qvm=2.3;

Vm=Qvm/S

Eabs=0.029*10⁻³;

Er= (Eabs/D)

Ro=1025;

Visdy= 0.001

Re= (D*Vm*Ro)/Visdy

A= ((0.744*log (Re)-1.41))/ ((1+1.32*sqrt(Er)))

B= Re/3.7*(Er) +2.51*A

f=1/(A-((A+2*log10(B/Re))/(1+(2.18/B))))²

L=9600, 94; g=9.81;

Jpa= (f*L*Ro*Vm²)/ (2*D)

Jm= (f*L*Vm²)/ (2*g*D)

Annexes

Barr [A4]

clear all ;

%ce programme permis de déterminer le coefficient de perte de charge linéaire

%à partir d'une formule explicite

Dext=1400*10^-3;

S= (D^2)*pi/4

Qvm=2.3;

Vm=Qvm/S

Eabs=0.029*10^-3;

Er= (Eabs/D)

Ro=1025;

Visdy= 0.001

Re= (D*Vm*Ro)/Visdy

f=0.25/[log10(((Er))/3.71+5.1286/(Re)^0.89)]^2

L=9600, 94; g=9.81;

Jpa= (f*L*Ro*Vm^2)/ (2*D)

Jm= (f*L*Vm^2)/ (2*g*D)

Annexes

Swamee-Jain [A5]

clear all ;

% ce programme permis de déterminer le coefficient de perte de charge linéaire

% à partir d'une formule explicite

Dext=1400*10⁻³ ;

S= (D²)*pi/4

Qvm=2.3;

Vm=Qvm/S

Eabs=0.029*10⁻³;

Er= (Eabs/D)

Ro=1025;

Visdy= 0.001

Re= (D*Vm*Ro)/Visdy

A=log10 ((Er/3.71)+5.74/Re^{0.9})

f=0.25/ (A²)

L=9600, 94; g=9.81;

Jpa= (f*L*Ro*Vm²)/ (2*D)

Jm= (f*L*Vm²)/ (2*g*D)

Bibliographie

Bibliographie

Ouvrage :

[1] Mémoire fin d'étude « Calcul de station de pompage d'eau de mer de Honaïne » des étudiants M^{elle} CHAIF Manel et M^m Messaoudi Zahira.

[2] Mémoire fin d'étude « Etude et Estimation des Pertes de Charge de la Ligne d'expédition de Brute Hassi Guetter West Vers Hassi Messaoud » des étudiants Mr Ilyes HELHOULI et Mr Mohammed TAOULI

[3] ADE – ETRHB Raccordement aval de la station de dessalement d'eau de mer de Tafsout-Honaïne, Référence : 10PO-00428, Siemens Bruxelles, année 2010.

[4] J.LIGEN-M.LE GUAY ; LE BOUSSICAUD : Pertes de charge ; ISBN 978-2-86243-085-0 ; Editions Parisiennes (2007).

[5] Roger Ouziaux-Jean Perrier : MECANIQUE DES FLUIDES APPLIQUEE ; ISBN 210-048400-1 ; 3e édition Dunod, Paris, 1998.

[6] Cours mécanique des fluides approfondies Mr SEBBANE Omar, année 2018, Université Tlemcen.

Sites Web :

[7]http://www4.ac-nancy-metz.fr/physique/ancien_site/PHYS/Term/Mecaflu/Poly-mecaflu.htm 11/09/2020

[8] https://www.lycee-champollion.fr/IMG/pdf/pertes_de_charge.pdf 15/09/2020

[9] https://www.univ-usto.dz/images/coursenligne/mdf_sarr.pdf le 18/10/2020

[10]https://www.who.int/water_sanitation_health/fr/#:~:text=En%20tant%20qu'autorit%C3%A9%20internationale,des%20maladies%20d'origine%20hydrique.

[11] <https://www.universalis.fr/encyclopedie/hydraulique/3-divers-types-d-ecoulement/>